



DISEÑO DE UNA TOBERA SUPERSONICA DE GEOMETRIA ADAPTABLE PARA UN
TUNEL DE VIENTO TRISONICO

CAMILO PINZÓN GIL

DIRECTOR: ING. PH.D. JAIRO VALDÉS ORTIZ
CO-DIRECTOR: ING. ESTEBAN MAYA MUÑOZ

DOCUMENTO PRESENTADO PARA OPTAR POR EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

UNIVERSIDAD DEL VALLE
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
FEBRERO DE 2017

EL AUTOR ASEGURA QUE EL CONTENIDO DE ESTE PROYECTO ES DESARROLLO INTELECTUAL PROPIO Y NO CONSTITUYE UN PLAGIO TOTAL O PARCIAL DE DIFERENTES OBRAS.

AUTOR:
CAMILO PINZÓN GIL

APROBADO POR:

DIRECTOR:
JAIRO VALDÉS ORTIZ
PROFESOR DE LA ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA

CO-DIRECTOR:
ESTEBAN MAYA MUÑOZ
INGENIERO MECÁNICO



© 2016 Copyright
UNIVERSIDAD DEL VALLE

AGRADECIMIENTOS

Cada letra escrita en este documento es consecuencia del esfuerzo que mis padres y hermanos dedicaron a mi desarrollo personal. Nunca fue un camino sencillo, pero ellos hallaron la manera de llevarme a salvo hasta el final de este.

Agradezco a mi director de proyecto, el profesor Jairo Valdés quien me apoyo, oriento aporte a mi crecimiento personal y profesional.

A Patricia, quien dio sentido a esta etapa y con quien he compartido los mejores días de mi vida.

A los ingenieros Esteban Maya, Phil Anderson y Julián Panesso por compartir conmigo su sabiduría, paciencia y por enseñarme el valor de tener un amigo

A Betty y John, quienes me han tratado como hijo suyo y han velado sin recelo por mi bienestar y desarrollo.

A Isabel, Juan y Orlando por su compañía en los momentos más difíciles de este proyecto.

El desarrollo de nuevos dispositivos sometidos a la interacción con el aire a gran velocidad es parte fundamental del progreso en el ámbito aeroespacial. En este sentido, se hace necesario el desarrollo de herramientas que permitan adelantar experimentación para identificar la manera como la aerodinámica afecta dichos dispositivos.

Este proyecto tiene como objetivo principal el desarrollo de una tobera convergente divergente de geometría adaptable para un túnel de viento trisónico. Los túneles de viento son instalaciones en las que se puede realizar experimentación aerodinámica. La toberas convergentes-divergentes son utilizadas para acelerar el fluido de pruebas por encima de la velocidad del sonido, y las toberas C-D de geometría adaptable, aumentan el rango de operación de los túneles de viento.

Se estableció una metodología de diseño conceptual y de detalle, la cual implementa modelos analíticos y numéricos para establecer las ideas propuestas.

La implementación de los resultados de este proyecto tiene influencia positiva en el desarrollo del ámbito aeroespacial nacional, dado que Colombia no cuenta con túneles de viento que puedan utilizarse para la experimentación con dispositivos con rango de operación supersónico para fomentar el crecimiento de los programas de investigación en ingeniería aeroespacial.

Palabras clave: Tobera, convergente-divergente, geometría adaptable, túnel de viento, trisónico.

TABLA DE CONTENIDO

Agradecimientos	I
Resumen	II
Lista de Figuras	V
Lista de Tablas	VII
1 Introducción	1
1.1 Descripción del problema.....	1
1.2 Antecedentes y estado del Arte.....	2
1.3 Objetivos.....	3
1.3.1 <i>Objetivo general</i>	3
1.3.2 <i>Objetivos específicos</i>	3
2 Marco teórico.....	4
2.1 Relaciones de Flujo Isentrópico	4
2.2 Toberas Convergentes y Toberas Convergentes-Divergentes	2
2.2.1 <i>Toberas convergentes o subsónicas</i>	5
2.2.2 <i>Toberas convergentes-divergentes o supersónicas:</i>	5
2.3 Transformación de energía en una tobera Convergente-Divergente	7
2.3.1 <i>Compresión y Ondas de Choque:</i>	7
2.3.2 <i>Expansión y Ondas de Prandtl-Meyer:</i>	7
2.4 El Método de las características.....	8
2.5 El Problema de la Elástica Inversa	10
2.6 Análisis estático No Lineal	12
2.7 Fatiga de bajo ciclaje	13
3 Diseño Conceptual.....	14
3.1 Metodología de diseño	14
3.2 Parámetros operacionales	16
3.3 Diseño aerodinámico.....	18
3.3.1 <i>Definición del perfil aerodinámico</i>	18
3.3.2 <i>Selección del mecanismo de adaptación geométrica</i>	20
3.3.3 <i>Descripción del montaje</i>	22
3.3.4 <i>Acoples principales del dispositivo</i>	27
4 Diseño de Detalle	29
4.1 Análisis Aerodinámico	29

4.2	Análisis estructural	32
4.2.1	<i>Aplicación del análisis de elementos finitos No-Lineal.</i>	35
4.2.2	<i>Selección de componentes</i>	41
4.3	Planos del modelo	41
4.4	Cálculo de costos	41
4.4.1	<i>Proceso de Fabricación</i>	43
4.5	Análisis de fatiga	44
5	Conclusiones y Recomendaciones	46
5.1	Conclusiones	46
5.2	Recomendaciones y Trabajos Futuros	46
Anexo A.	Ampliación: Ecuaciones Características y de Compatibilidad	51
Anexo B.	Análisis estático No-Lineal	52
Anexo C.	Análisis de cargas	55
Anexo D.	Calculo de acoples	58
Anexo E.	Calculo de soldadura para los soportes de la mandibular	60
Anexo F.	Cálculo de pasadores y pernos	60
Anexo G.	Criterios de selección tornillos de Potencia	63
Anexo H.	Planos de detalle del dispositivo	66

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Representación esquemática de un túnel de viento trisónico	2
Figura 2.1 Cambio de las propiedades del aire a su paso por la tobera	4
Figura 2.2 Regímenes de estudio como función del número de Mach	5
Figura 2.3 Secciones principales de una tobera C-D	6
Figura 2.4 Tipos de Tobera C-D de geometría Adaptable	6
Figura 2.5 Onda de choque en flujo supersónico	7
Figura 2.6 Onda de expansión en flujo supersónico.....	8
Figura 2.7 Líneas Características	9
Figura 2.8 Diagrama de cuerpo libre de la elástica inversa	11
Figura 2.9 Diagrama de cuerpo libre para la placa de geometría variable.....	12
Figura 3.1 Diagrama de actividades para el diseño de la tobera	14
Figura 3.2 Cambio de altura de la sección transversal de la tobera	17
Figura 3.3 Esquema posición de la tobera C-D en el túnel trisónico	17
Figura 3.4 Partes de la mandíbula rígida	21
Figura 3.5 Diagrama del acople de la placa y la mandíbula	22
Figura 3.6 Mecanismo de leva de la mandíbula	23
Figura 3.7 Desplazamiento de la placa como consecuencia del giro de la mandíbula	24
Figura 3.8 Detalles del soporte del extremo de la placa flexible aguas abajo de la tobera.	24
Figura 3.9 Recibidor ranurado.	25
Figura 3.10 Posición de los soportes verticales para soportar la mandíbula	26
Figura 3.11 Diagrama del montaje de los tornillos de potencia	26
Figura 3.12 Vista lateral de dispositivo tobera C-D propuesto para el túnel de viento trisónico	28
Figura 4.1 Distribución de la velocidad en la tobera C-D para la configuración Mach 4.0.	32
Figura 4.2 Modulación de los laboratorios de mecánica de fluidos de la Escuela de Ingeniería mecánica.....	34
Figura 4.3 Activación del control no-lineal.....	36
Figura 4.4 Distribución del factor de seguridad en la placa	36
Figura 4.5 Diagrama de cuerpo libre de la mandíbula.	38
Figura 4.6 Distribución de esfuerzos en la mandíbula rígida como consecuencia de la aplicación de las cargas de operación en la configuración crítica (Mach4.0).....	39

Figura 4.7 Distribución del factor de seguridad en la mandíbula rígida como consecuencia de la aplicación de las cargas de operación en la configuración crítica (Mach4.0)	40
Figura A.1 Descomposición del vector velocidad	51
Figura A.2 Característica positiva y característica negativa	52
Figura A.3 Variación de los resultados del análisis lineal respecto del análisis no-lineal...	52
Figura A.5 Diagrama de cuerpo libre de la mandíbula	56
Figura A.6 Esquema del diseño de la brida	58
Figura A.7 Casos de diseño para los pasadores	61
Figura A.8 Configuración de la unión pernada de las paredes laterales (No confinado)...	62
Figura A.9 Longitudes de pandeo LP para los tornillos de potencia en las condiciones de acople	64

LISTA DE TABLAS

Tabla 3.1 Números de Mach seleccionados para cada régimen	16
Tabla 3.2 Ángulos de expansión y altura de la garganta en función del número de mach	18
Tabla 3.3 Longitud inicial y longitud de cancelación de ondas	19
Tabla 3.4 Criterios de selección tobera C-D.....	20
Tabla 3.5 Matriz de selección para toberas C-D de geometría adaptable	21
Tabla 4.1 Presiones en la tobera en función del número de Mach	29
Tabla 4.2 Temperaturas y velocidad del sonido local a la salida de la tobera	30
Tabla 4.3 Flujo másico requerido para la operación de la tobera	30
Tabla 4.4 Condiciones de frontera análisis C.F.D.	31
Tabla 4.5 Propiedades de los materiales seleccionados y aplicación.	35
Tabla 4.6 Condiciones de frontera placa flexible	35
Tabla 4.7 Condiciones de frontera de la mandíbula	39
Tabla A.1 Tipos de análisis no-lineal.....	55
Tabla A.2 Reacciones calculadas a partir del diagrama de cuerpo libre de la mandíbula.	57
Tabla A.3 Parámetros geométricos para el diseño de las bridas de conexión.....	58
Tabla A.4 - Valores de esfuerzos en la brida e índice de rigidez.	59
Tabla A.5 Valores preliminares para el cálculo de los Pasadores	61
Tabla A.6 Propiedades y longitudes de los materiales de la unión de las paredes laterales	63
Tabla A.7 Propiedades y longitudes de los materiales de la unión placa-mandíbula.....	63
Tabla A.8 Propiedades tornillos de potencia seleccionados	63
Tabla A.9 Variables para el cálculo de los tornillos de potencia	65

1.1 Descripción del problema

La aerodinámica es la rama de la Mecánica de los Fluidos que estudia las interacciones que aparecen entre los cuerpos sólidos cuando existe un movimiento relativo entre éstos y el aire circundante [1]. Muchos de los conceptos desarrollados en ella son el resultado de procedimientos experimentales, los cuales requieren el desarrollo y la implementación de tecnología que permita la verificación del comportamiento de todo aparato cuyo diseño y operación involucre principios aerodinámicos.

En Colombia existe un conjunto de empresas del sector productivo, entidades gubernamentales e instituciones educativas que conforman el *Clúster Aeroespacial del Valle del Cauca*, orientado a fomentar el desarrollo de la industria aeroespacial colombiana, a través del desarrollo de proyectos y tecnologías que representen la autonomía espacial y progreso económico para el país [2]. La consolidación en Colombia de programas académicos de pregrado y posgrado en este campo, como la maestría en Ingeniería Mecánica con énfasis en Ingeniería Aeroespacial de la Universidad del Valle, amplían la necesidad de laboratorios de aerodinámica, dotados de equipos y tecnología, que permitan el desarrollo del ámbito experimental de sus programas de curso.

En Colombia existen cuatro túneles de viento operativos, todos ellos orientados a la operación en régimen *subsónico*. Sin embargo muchas de las tecnologías y proyectos propuestos en los programas de desarrollo aeroespacial, requieren de equipos que alcancen regímenes de flujo superiores. En concordancia, el Grupo de Investigación en Ingeniería y Desarrollo Aeroespacial (G.I.I.D.A.) propone el diseño de un túnel de viento *trisónico* que permita el estudio del comportamiento aerodinámico de cuerpos sometidos a la interacción con el aire en regímenes de flujo subsónico, transónico y supersónico.

El desarrollo de este dispositivo está dividido en tres proyectos vinculados entre sí, orientados a integrar, en conjunto, el túnel de viento trisónico de la siguiente forma:

- ✓ El diseño aerodinámico y estructural de un túnel de viento subsónico con capacidad modular para funcionamiento en régimen transónico y supersónico
- ✓ El diseño de una cámara de pruebas transónica
- ✓ El Diseño de una tobera supersónica de geometría adaptable para un túnel de viento trisónico.

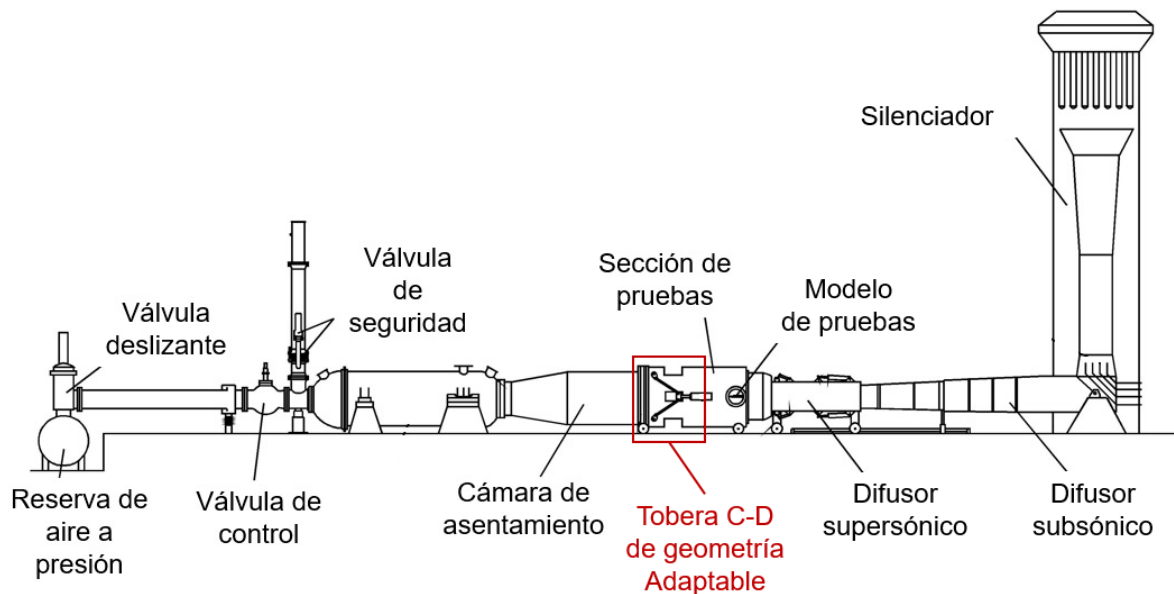


Figura 1.1 Representación esquemática de un túnel de viento trisónico

La Figura 1.1 muestra la representación esquemática de un túnel de viento trisónico con capacidad para operar en los 3 regímenes mencionados gracias a la integración de una tobera convergente divergente con capacidad para adaptar su perfil aerodinámico a los requerimientos geométricos de distintos números de Mach.

En este documento se discutirá el diseño de la tobera convergente-divergente flexible para el túnel de viento trisónico, necesaria para de acelerar el fluido de pruebas en el túnel de viento hasta régimen supersónico

1.2 Antecedentes y estado del Arte

El nacimiento de la aerodinámica se atribuye a los esfuerzos de los hermanos Wilbur & Orville Wright [3], quienes son históricamente reconocidos como los primeros en aplicar principios científicos para el desarrollo técnico de la aviación. Así, el primer túnel de viento de la historia fue diseñado en 1901 para caracterizar y comparar el desempeño de distintos perfiles que más adelante serían utilizados en sus prototipos de aeronaves. La aplicación de los conocimientos netamente empíricos adquiridos durante su investigación, dieron como resultado uno de los más grandes logros de la humanidad en el Siglo XX: El primer vuelo controlado de la historia [4].

En 1893 el ingeniero sueco Carl G. de Laval presentó en la World Columbian Exposition la primera turbina de vapor de una sola etapa, en la cual, los alabes del rodete eran impulsados por una serie de novedosas *toberas convergentes-divergentes*, encargadas de acelerar el flujo de vapor a velocidades extremadamente altas para ese entonces (30.000 R.P.M.). Así, de Laval abrió la puerta al desarrollo de túneles de viento supersónico, motores de cohete, entre otros dispositivos que dominarían los cielos del siguiente siglo [5].

En América, la National Advisory Committee for Aeronautics (NACA) desarrolló túneles de viento de flujo compresible, los cuales estaban enfocados en alcanzar altos números de Reynolds con el fin de desarrollar aeronaves capaces de operar en el régimen supersónico.

En los años posteriores a la segunda guerra mundial se presentó un auge en el diseño y construcción de túneles de viento en el mundo, liderado por los avances alcanzados en Alemania durante los años más crudos de la guerra. Muchos de los túneles de viento más avanzados fueron desmantelados y reconstruidos en Estados Unidos, Francia, y Gran Bretaña. En la actualidad, la aplicación de toberas de geometría variable es una práctica común, dada su versatilidad y rango de operación son utilizadas en túneles de viento, aviones comerciales, aviones de combate aéreo [6], transbordadores espaciales entre otros.

Actualmente muchas de las universidades y centros de capacitación, que ofrecen cursos de mecánica de fluidos y aeronáutica, poseen entre otros dispositivos, túneles de viento que permiten realizar experimentación en algunos de los regímenes en los que la mayoría de los componentes mecánicos sometidos a cargas aerodinámicas se desempeñan más comúnmente: Régimen Subsónico ($Mach < 0,8$) régimen Transónico ($0,8 \leq Mach \leq 1,2$) y régimen Supersónico ($1,2 < Mach < 5$) [5] [7]. Además, estos dispositivos también son utilizados para prestar servicios de extensión remunerados, constituyendo una fuente importante de ingresos para financiar el desarrollo de proyectos, mejoras o grupos de investigación orientados al campo del desarrollo aerodinámico.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Diseñar aerodinámica y estructuralmente la tobera Convergente-Divergente y el mecanismo de adaptación geométrica para el túnel de viento trisónico de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Valle.

1.3.2 Objetivos específicos

- Proponer el conjunto de geometrías requeridas en la sección transversal de la tobera, basado en los valores del número de Mach requeridos en la cámara de pruebas del túnel de viento.
- Diseñar la estructura del mecanismo que adaptará la geometría de la Tobera a las condiciones experimentales requeridas.
- Determinar las condiciones de carga en la estructura del mecanismo y evaluar a fatiga y fluencia la estructura del diseño propuesto.
- Generar los planos de detalle y los listados de selección de componentes basados en criterios de diseño.
- Desarrollar una plataforma para la estimación de costos de fabricación del dispositivo.

2 MARCO TEÓRICO

En esta sección se exponen los conceptos teóricos utilizados para el desarrollo del proyecto. Inicialmente se presentan las relaciones de flujo isentrópico, los regímenes de flujo y los fenómenos que acaecen en cada uno de ellos. Seguidamente se hace una descripción de las toberas de geometría variable conocidas, su diseño y los modelos de ondas utilizados para establecer las propiedades del fluido a través de la tobera. Posteriormente se hace referencia al método de las características, que es el más recomendado para el diseño del perfil aerodinámico que acelera el flujo. Finalmente se establece la teoría utilizada para el desarrollo estructural de los componentes mecánicos propuestos para soportar las cargas de operación calculadas con la teoría aerodinámica.

2.1 Relaciones de Flujo Isentrópico

El flujo isentrópico se define como el flujo de un fluido idealizado, en el que la entropía permanece constante a lo largo de una línea de corriente particular. A continuación se desarrollan relaciones entre las propiedades estáticas y de estancamiento de un gas ideal en términos de la relación de calores específicos k y el número de Mach M . Para esto, realizan las siguientes simplificaciones para el flujo de aire [8]:

- Estable.
- Compresible.
- Unidimensional.
- No viscoso.
- Adiabático.
- Isentrópico.
- Gas ideal.
- Gas calóricamente perfecto.

La *temperatura estática* (T) de un gas ideal en cualquier punto del flujo, está relacionada con la *temperatura de estancamiento* (T_0) a través de la expresión $T_0 = T + v^2/2C_p$. El calor específico a presión constante está definido como $C_p = kR/(k-1)$. Sustituyendo a C_p , $a = \sqrt{kRT}$ y $M = v/a$ se obtiene la relación:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)M^2 \quad 2.1$$

Utilizando las relaciones de gases ideales con calores específicos constantes:

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{k/(k-1)} \quad 2.2$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{1/(k-1)} \quad 2.3$$

Así, las relaciones entre las presiones y densidades estáticas y de estancamiento son:

$$\frac{P}{P_0} = \left(1 + \frac{k-1}{2}M^2\right)^{\frac{-k}{(k-1)}} \quad 2.4$$

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left(1 + \frac{k-1}{2}M^2\right)^{\frac{-1}{(k-1)}} \quad 2.5$$

En condiciones de flujo estable, la velocidad de flujo de masa a través de la tobera es constante y puede expresarse como $\dot{m} = \rho A v$. Utilizando la relación de gases ideales para definir la densidad en términos de la presión y la temperatura $\rho = P/RT$ y el número de Mach y la velocidad del sonido para definir a la velocidad estática $v = M\sqrt{kRT}$ se obtiene que $\dot{m} = (P/RT) (M\sqrt{kRT})A$. Utilizando las relaciones de flujo isentrópico T_0/T y P_0/P

$$\dot{m} = \frac{A M P_0 \sqrt{k/RT_0}}{[1 + (k-1)M^2/2]^{(k+1)/2(k-1)}} \quad 2.6$$

Dado que el flujo a través de la tobera es isentrópico, la presión y la temperatura de estancamiento del fluido en cualquier sección transversal son iguales a la presión y temperatura en el depósito [8]. Derivando la ecuación anterior respecto de M e igualando a cero el resultado, se obtiene:

$$\dot{m}_{Max} = A^* P_0 \sqrt{\frac{k}{RT_0}} \left(\frac{2}{k-1} \right)^{\frac{(k+1)}{2(k-1)}} \quad 2.7$$

Esta expresión describe el flujo másico máximo requerido durante la operación de la tobera a un número de Mach específico, el cual es función de las presiones y temperaturas de estancamiento del flujo de entrada. Una relación para la variación del área A de flujo a través de la tobera, con relación al área de la garganta A^* puede obtenerse combinando las ecuaciones de \dot{m}_{Max} y \dot{m} para el mismo flujo másico y propiedades de estancamiento de un fluido en particular, así:

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M} \left[\left(\frac{2}{k+1} \right) \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) \right]^{\frac{(k+1)}{2(k-1)}} \quad 2.8$$

2.2 Toberas Convergentes y Toberas Convergentes-Divergentes

Una tobera es un dispositivo mecánico que transforma parte de la energía térmica y de presión de un fluido, en energía cinética. Para analizar los cambios de energía en el fluido como consecuencia del paso de este a lo largo de la tobera, definiremos las siguientes propiedades:

Entalpía h : La entalpía es una propiedad termodinámica que expresa la medida de la cantidad de energía que un sistema intercambia con su entorno. Matemáticamente, la entalpía se define como la suma de la energía interna más el producto de la presión por el volumen específico del sistema.

$$h = u + Pv \quad 2.9$$

Cuando la velocidad de un fluido es significativa, conviene combinar la entalpía y la energía de dicho fluido en un solo término. Entonces la entalpía de estancamiento se define como la energía total de una corriente de fluido en movimiento [8].

$$h_0 = h + \frac{V^2}{2} \quad 2.10$$

Si se considera un flujo estable a través de una tobera, donde no se lleva a cabo ningún trabajo sobre el fluido y no se produce ninguna transferencia de calor desde o hacia el fluido, el balance de energía $\dot{e}_{In} = \dot{e}_{Out}$ puede expresarse como:

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \rightarrow h_{01} = h_{02} \quad 2.11$$

Durante este proceso la entalpía de estancamiento h_0 se mantiene constante ($h_{01} = h_{02}$), mientras que la entalpía estática h disminuye ($h_1 > h_2$), como consecuencia, la velocidad del fluido V aumenta ($V_1 < V_2$). La variación de la velocidad del fluido respecto del área del área de flujo se puede deducir a partir de la ecuación de balance de masa de un proceso de flujo estable.

$$\dot{m} = \rho AV \quad 2.12$$

Derivando, dividiendo entre el flujo másico y descartando la energía potencial, el balance de energía de flujo isentrópico sin interacciones de trabajo, puede expresarse en forma diferencial como:

$$\frac{dA}{A} = \frac{dP}{\rho} \left(\frac{1}{v^2} - \frac{d\rho}{dP} \right) \quad 2.13$$

Dado que $\left(\frac{\partial \rho}{\partial P} \right)_s = 1/a^2$, la relación dA/A puede expresarse en términos del número de Mach así:

$$\frac{dA}{A} = \frac{dP}{\rho v^2} (1 - M^2) \quad 2.14$$

Esta relación es importante para el flujo isentrópico en ductos puesto que describe la variación de la presión respecto del área de flujo. En el régimen *subsónico* ($M < 1$), el término $1 - M^2$ es positivo, por lo tanto, dA y dP deben tener el mismo signo, lo que quiere decir, que la presión del fluido debe incrementarse a medida que el área del ducto se incrementa, y debe disminuir conforme el área del ducto disminuya. Por consiguiente, a velocidades subsónicas, la presión disminuye en los ductos convergentes (toberas subsónicas).

En flujos *supersónicos* ($M > 1$), el término $1 - M^2$ es negativo y por esto, dA y dP deberán tener signos opuestos. Esto quiere decir que la presión del fluido debe aumentar a medida que el área del ducto disminuya, y deberá disminuir conforme el área del ducto aumente. Por lo tanto, a velocidades supersónicas, la presión disminuye en los ductos divergentes (toberas supersónicas). Otra relación importante para el flujo isentrópico de un fluido se obtiene sustituyendo $\rho v = -dP/dv$

$$\frac{dA}{A} = \frac{dV}{V} (M^2 - 1) \quad 2.15$$

Esta ecuación gobierna la forma de una tobera o un difusor para flujos isentrópicos subsónicos o supersónicos. Observando que A y V son cantidades positivas, se puede concluir lo siguiente:

$$M < 1, \frac{dA}{dV} < 0 \quad \text{Región Convergente}$$

$$M = 1, \frac{dA}{dV} = 0 \quad \text{Garganta}$$

$$M > 1, \frac{dA}{dV} > 0 \quad \text{Región Divergente}$$

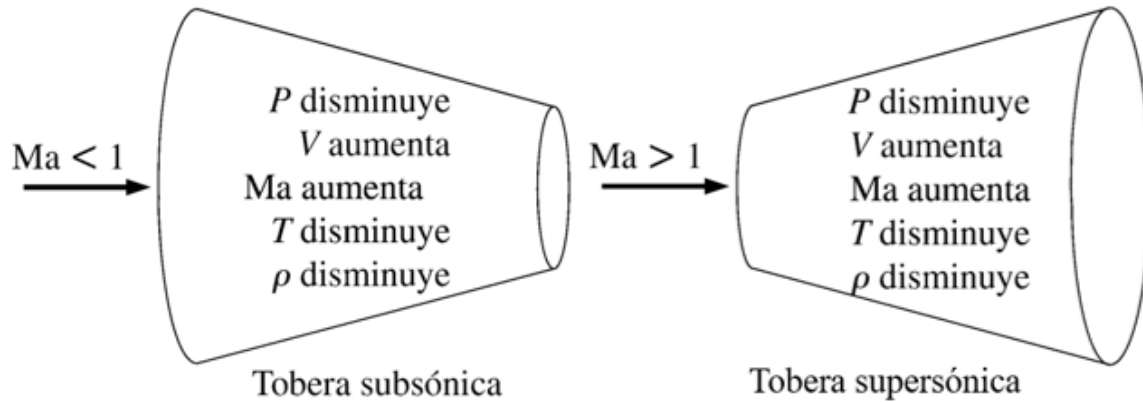


Figura 2.1 Cambio de las propiedades del aire a su paso por la tobera

En consecuencia, el perfil aerodinámico de una tobera dependerá de la velocidad más alta que se desee con relación a la velocidad sónica. Para acelerar el fluido hasta velocidades subsónicas se debe usar una tobera *convergente* mientras que para velocidades supersónicas es necesario agregar una sección *divergente*.

La velocidad del sonido a en el aire puede definirse en términos de la temperatura T , la relación de calores específicos $k = c_p/c_v$ y la constante de gas R , así:

$$a = \sqrt{kRT} \quad 2.16$$

Número de Mach M se define como el cociente entre la velocidad de un objeto y la velocidad del sonido en el medio en que dicho objeto se desplaza.

$$M = \frac{V}{a} \quad 2.17$$

Utilizando el número de Mach se pueden identificar 4 regímenes distintos en que cuales, las interacciones entre fluido y estructura varían.

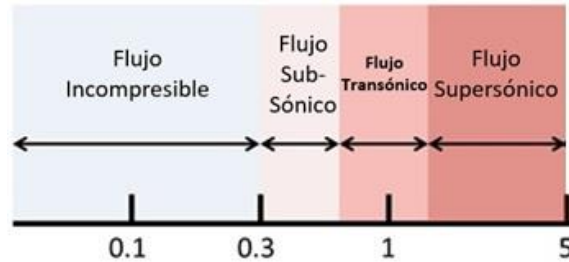


Figura 2.2 Regímenes de estudio como función del número de Mach

Los dispositivos tipo tobera pueden clasificarse según su geometría así:

2.2.1 Toberas convergentes o subsónicas

Se caracterizan por tener un área de salida menor que el área de entrada. La velocidad máxima del flujo a la salida de este dispositivo es la velocidad local del sonido a .

2.2.2 Toberas convergentes-divergentes o supersónicas:

Están compuestas por 3 regiones principales.

- **Contracción:** Es la región comprendida entre la entrada de la tobera y la garganta. Esta sección no representa un apartado crítico del diseño, dado que su geometría no afecta significativamente el desempeño del dispositivo. El flujo subsónico en esta sección puede ser fácilmente conducido hasta grandes caídas de presiones y en general, cualquier radio, cono o curva que se adopte en la entrada de la tobera, funcionara de manera satisfactoria [9].
- **Garganta:** Es el lugar intermedio entre la contracción y la expansión. La garganta se convertirá en la región de salida cuando la tobera este configurada para operar en los regímenes subsónico y transónico, dado que solamente se requiere de la etapa de contracción para acelerar el fluido hasta Mach 1.
- **Expansión:** Una vez el flujo ha alcanzado la velocidad local del sonido ($M = 1$) en la garganta, está listo para ser expandido un ángulo determinado hasta alcanzar un número de Mach específico. La etapa de expansión de la tobera estará configurada en los regímenes transónico & supersónico, dado que sin esta, sería imposible acelerar el flujo más allá de la velocidad local del sonido.

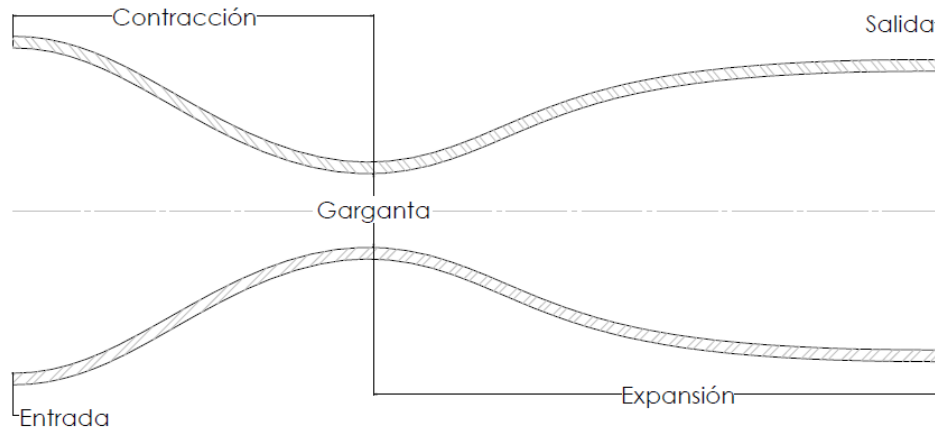


Figura 2.3 Secciones principales de una tobera C-D

2.2.2.1 Toberas de Geometría Variable

En la bibliografía se pueden encontrar distintos tipos de toberas convergente-divergentes con capacidad para operar en un rango amplio de números de Mach. A continuación se presenta una lista de algunos de los dispositivos con adaptabilidad geométrica para la operación en rango transónico e hipersónico, mostrados esquemáticamente en la Figura 2.4. Los detalles de operación y configuración geométrica pueden encontrarse en la referencia [10].

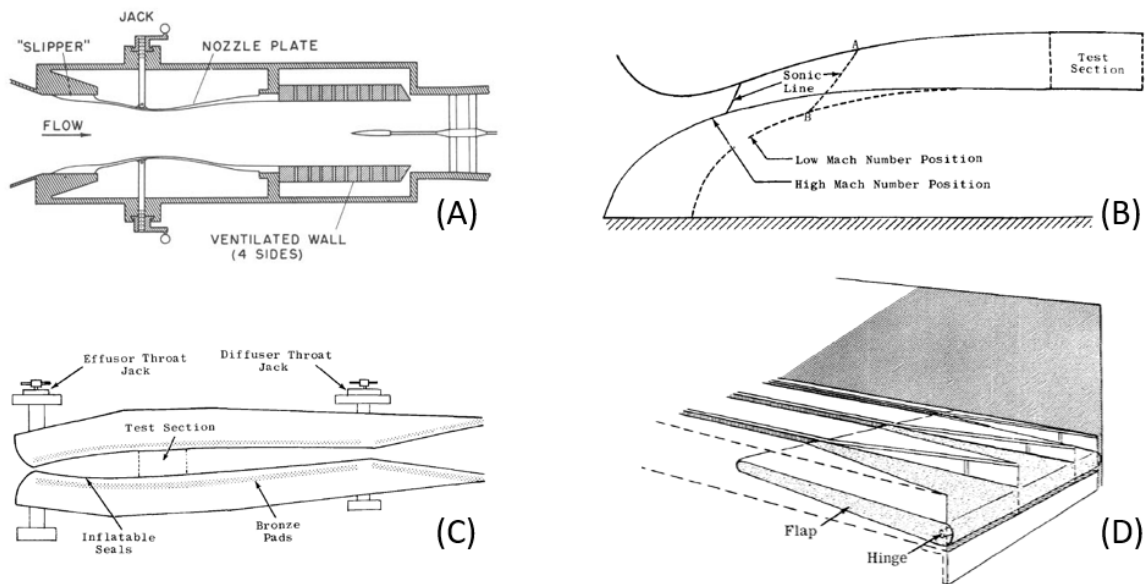


Figura 2.4 Tipos de Tobera C-D de geometría Adaptable

- A.** Pared flexible
- B.** Pared asimétrica deslizante
- C.** Tipo tijera
- D.** Pared ranurada

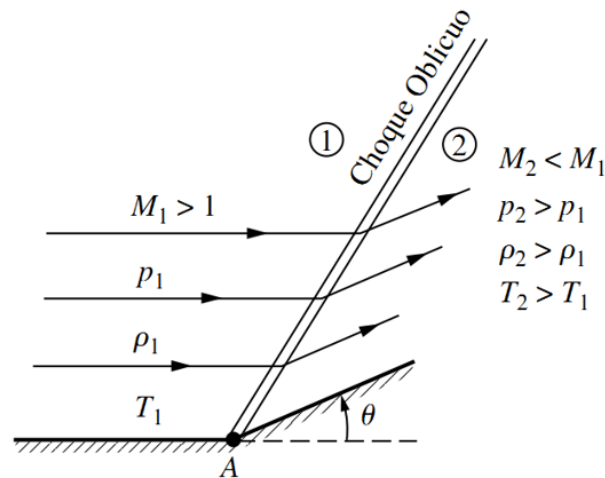
Los mecanismos de adaptación geométrica de los dispositivos *B*, *C* y *D* no son compatibles con las cámaras de pruebas diseñadas para el túnel de viento trisónico de la E.I.Me. dado que su configuración geométrica incluye la sección de pruebas. Por esto, el dispositivo de pared flexible *A*, constituye en un principio, la opción más factible a utilizar.

2.3 Transformación de energía en una tobera Convergente-Divergente

En esta sección se explican los medios de formación y propagación de los fenómenos de onda de Choque y Expansión, que aparecen en el espectro del flujo transónico y supersónico.

2.3.1 Compresión y Ondas de Choque:

Cuando una corriente de aire en régimen transónico o supersónico es girado abruptamente hacia sí mismo, en este se generan ondas de choque a través de las cuales, las propiedades de flujo cambian drásticamente. Las ondas de choque son regiones extremadamente delgadas, típicamente del orden de 10^{-5} cm que se producen generalmente en un ángulo oblicuo al del flujo, sin embargo, hay muchos casos en los que sucede de manera perpendicular al flujo, estas últimas son denominadas ondas de choque normales, Figura 2.5. Los procesos de flujo a través de las ondas de choque son altamente irreversibles y no pueden considerarse isentrópicos, dado que estos afectan significativamente las propiedades del flujo.



(a) Esquina Cóncava

Figura 2.5 Onda de choque en flujo supersónico

2.3.2 Expansión y Ondas de Prandtl-Meyer:

Cuando una corriente de aire se desplaza a un número de Mach $M > 1$ y es girada paulatinamente, aumentando el espacio que puede ocupar el fluido y formando una región expansiva continua, es llamada *abanico de expansión*, Figura 2.6. Dicha región está compuesta por un número infinito de cierta variedad de ondas de Mach conocidas como *ondas expansivas de Prandtl-Meyer* cuyo comportamiento a lo largo del proceso de expansión es isentrópico. Cada onda de Mach sucesiva gira el flujo en una cantidad infinitesimal.

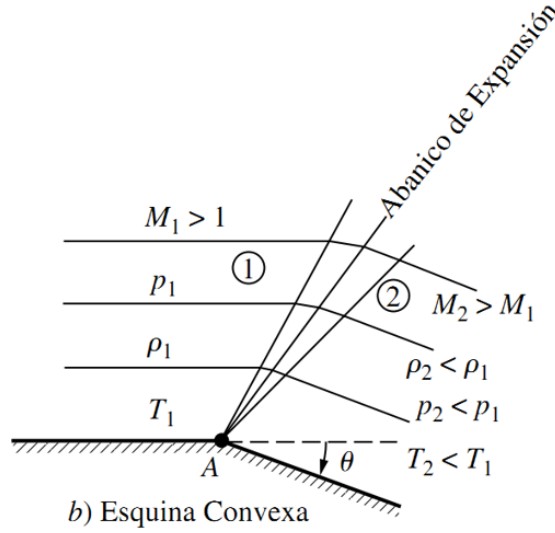


Figura 2.6 Onda de expansión en flujo supersónico

La función de Prandtl-Meyer expresa la relación entre los números de Mach de un flujo de aire, antes y después de una expansión, en relación con el ángulo máximo que dicha corriente puede girar alrededor de una esquina.

$$v(M) = \sqrt{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}} \left(\tan^{-1} \sqrt{\frac{\gamma - 1}{\gamma + 1}} (M^2 - 1) \right) - \tan^{-1} (M^2 - 1) \quad 2.18$$

El Giro del ángulo a lo largo de un abanico de expansión es la relación entre ángulo de deflexión θ y los números de Mach antes y después de una expansión:

$$\theta = v(M_2) - v(M_1) \quad 2.19$$

2.4 El Método de las características

El método de las características es un procedimiento de cálculo numérico para estudiar el desarrollo de un flujo supersónico a lo largo de la expansión de una tobera. Este permite resolver sistemas generales de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales de primer orden de tipo hiperbólicas. Utilizando esta teoría, se desarrolló el método de las características para calcular el comportamiento del flujo supersónico. Este método puede ser aplicado a flujos bidimensionales, tridimensionales e incluso con flujos rotacionales.

Las ecuaciones características para flujo axisimétrico, estacionario e irrotacional están detalladas en la referencia [11] mientras que en la referencia [12] se presenta un kernel para la construcción de mallas características en toberas Convergentes-Divergentes, las coordenadas de puntos y líneas características en la pared de la tobera y las ecuaciones para el cálculo de las longitudes de expansión y alineamiento del flujo basado en el número de Mach deseado en las cámaras de pruebas.

El procedimiento de solución consiste en utilizar las *ecuaciones características* junto con un proceso de resolución paso a paso, en el cual a partir de la región del dominio de flujo donde

son conocidas todas las propiedades, se conforma una malla característica. Este desarrollo se deriva de las *ecuaciones de continuidad*, de la *conservación de la cantidad de movimiento* y de la *condición de flujo irrotacional*, expresadas en el sistema de referencia de una línea de corriente

Las mallas características están conformadas por segmentos de líneas que son resultado de la intersección entre características ψ^+ y ψ^- o entre líneas características y la pared de la tobera. Una línea característica ψ^+ es aquella que gira hacia la derecha respecto a la dirección aguas bajo el flujo (a), mientras que una característica ψ^- gira hacia la izquierda (b), Figura 2.7.

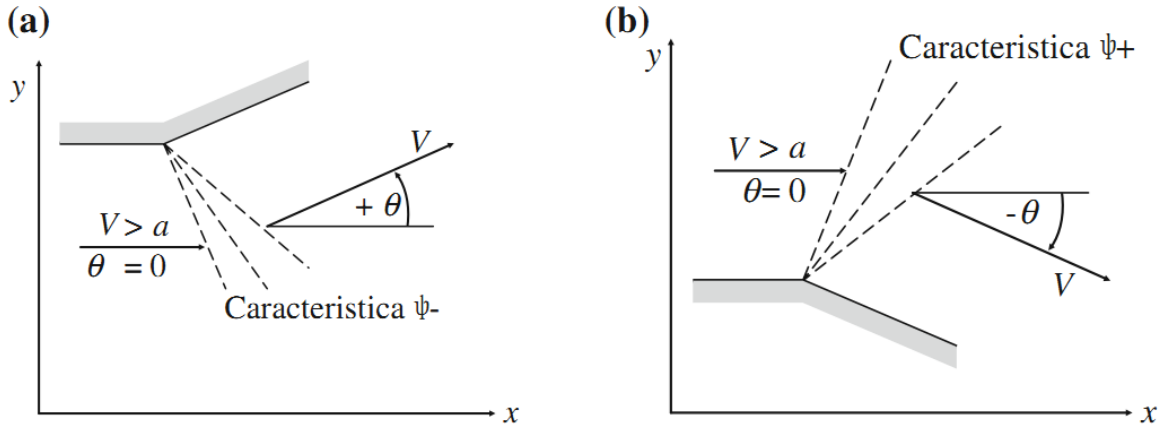
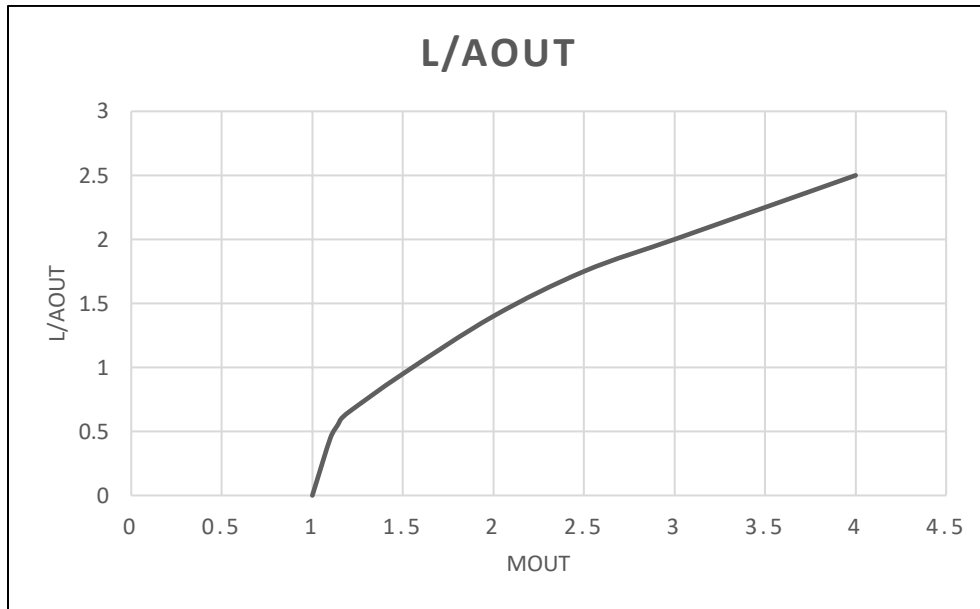


Figura 2.7 Líneas Características

La longitud de la sección de expansión L_E a partir del análisis del método de las características, está definida como:

$$\frac{L_E}{A_{out}} = \left(\frac{L_k}{A^*} + \frac{A_{out}}{2A^* \tan \mu} \right) \frac{A^*}{A_{out}} \quad 2.20$$

La Gráfica 2.1 muestra la variación de la longitud de la zona de expansión L_E respecto del número de Mach requerido en la sección de pruebas M_{out} con valores l_k obtenidos a partir del Kernel presentado en la referencia [12]



Gráfica 2.1 Relación entre la longitud de expansión y el número de mach de salida

2.5 El Problema de la Elástica Inversa

El problema principal de diseño de las toberas flexibles para túneles de viento, consiste en mantener la constante la curvatura del perfil aerodinámico de la tobera para obtener un flujo uniforme en la cámara de pruebas, sin comprometer estructuralmente la resistencia de los componentes mecánicos del dispositivo. El Problema de la elástica inversa, consiste en asegurar un perfil flexible acoplado, que sea consistente con el perfil aerodinámico teórico [13].

Las ecuaciones para las vigas elásticas sometidas a grandes deflexiones fueron estudiadas inicialmente por Euler en 1779, quien denominó a este tipo de problemas como "*elástica*", sin embargo, no fue sino hasta mediados del siglo XX que se obtuvo una solución precisa para una elástica en Cantiléver sometida a carga vertical concentrada en el extremo libre.

A mediados de los 80 y Finales de los 90 se adelantaron estudios acerca del comportamiento elasto-plástico de una viga flexible y la utilización de métodos de perturbación para resolver problemas de vigas elásticas sometidas a grandes deformaciones en puentes ferro-viarios, no obstante, las longitudes totales de arco de las vigas y los valores de carga aplicada eran conocidos. Más recientemente, se adelantaron estudios acerca de vigas de longitud de arco variable sujeto a fuerzas causadas por un seguidor de leva. Dichos estudios aún estaban basados en el problema de conocer los valores de carga para posteriormente hallar los valores de deformación.

Parece que aún no existen estudios para tratar con el problema de la elástica inversa de vigas flexibles para encontrar las fuerzas requeridas con el objeto de generar una deflexión determinada. Sin embargo, este tipo de problema tiene un antecedente importante con respecto al diseño del túnel de viento de pared flexible [14]

Un túnel de viento de pared flexible puede ser aproximadamente simplificado por vigas elásticamente deformadas de longitud de arco variable cuya configuración depende del

número de Mach. Con el fin de controlar la configuración de la viga flexible, se debe determinar el valor en tiempo real de las fuerzas de reacción en los soportes de la estructura. Por lo tanto es un problema de elástica inversa.

Se analizará el problema de elástica inversa de una viga de longitud de arco variable sometida a una carga concentrada. La viga está fija en un extremo (el más cercano a la garganta) mientras que en el otro extremo puede deslizarse libremente en dirección del eje x sobre un soporte sin fricción. Se aplica una carga sobre un punto designado cuya posición y dirección después de la deformación son conocidas, en tanto que su magnitud debe ser calculada.

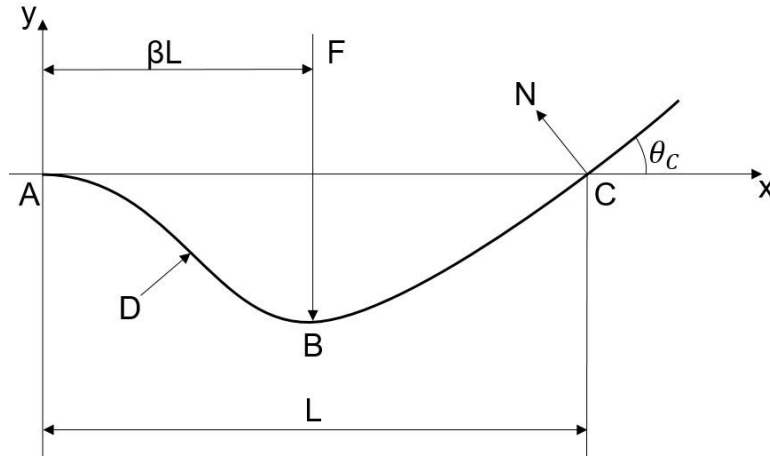


Figura 2.8 Diagrama de cuerpo libre de la elástica inversa

La Figura 2.8 muestra el caso general de una viga sujeta a una carga concentrada. La rigidez flexional de la viga es EI y la distancia entre los puntos A y C es L , la viga es fijada en el extremo A pero puede deslizarse libremente en dirección de x . Una fuerza vertical F es aplicada en el punto B, el cual está a una distancia βL horizontal medida desde el punto A. La fuerza de reacción N en el soporte C es normal a la viga. Las coordenadas del punto B luego de la deformación son (x_B, y_B) mientras que las del punto A son $(0,0)$ y C (x_C, y_C) , D es el punto de inflexión. Las pendientes en B y A son θ_B y θ_A respectivamente. El momento flector en cualquier punto (x, y) es M y la pendiente en dicho punto es θ .

Dado que el espesor de la placa es directamente proporcional al nivel de esfuerzos, se propuso una placa de espesor variable cuyo borde más delgado se sujetara del mecanismo de variación geométrica de la garganta y el borde más grueso se hallara sujeto al apoyo deslizante. El cambio en el espesor de la placa está dado por:

$$h_{placa} = h_0(1 - \phi\beta) \quad 2.21$$

Donde ϕ es el factor de variación de espesor de la placa, h_0 es el espesor inicial de la placa (en el extremo unido al mecanismo), h_{placa} es el espesor a una distancia x de la placa ($h_{placa}(x)$) y β es un factor adimensional que relaciona la longitud con el espesor $x = \beta L$. La distancia x es la abscisa de la placa y L es la longitud de la placa.

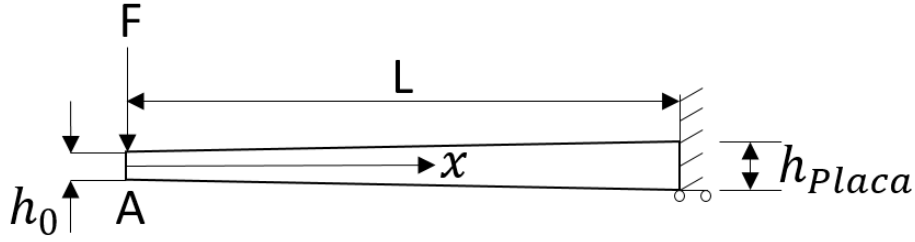


Figura 2.9 Diagrama de cuerpo libre para la placa de geometría variable

La curvatura de la placa está dada por:

$$y'' = \frac{M}{EI} = -\frac{12PL}{Eb h_0^3} \cdot \frac{\beta}{(1 + \phi\beta)^3} \quad 2.22$$

Donde M es el momento flector generado a una distancia x de la placa flexible, E es el módulo de elasticidad, I es el momento de inercia, b es el ancho de placa y F es la carga aplicada. El problema presenta las siguientes condiciones de borde:

- $y(0) = -\left(y_t - y_N + \frac{1}{2}h_0\phi\right)$
- $y(L) = 0$
- $y'(0) = \tan(\theta_A + \varepsilon)$
- $y'(L) = \tan(\varepsilon) = \frac{1}{2}h_0\phi$

A partir de las condiciones de borde y estableciendo $\alpha = \frac{12PL}{Eb h_0^3}$ se puede obtener la ecuación de deflexión $y(x)$:

$$y(x) = \frac{\alpha L}{2\phi} \left[-\frac{L}{\phi} x \left(1 + \frac{\phi}{L}x\right)^{-1} + \frac{2L^2}{\phi^2} \ln\left(1 + \frac{\phi}{L}x\right) \right] + \left[\frac{h_0\phi}{2L} - \frac{\alpha L^2(2\phi + 1)}{2\phi^2(1 + \phi)^2} \right] x + \frac{\alpha L^3}{2\phi^2} \left[\frac{3\phi + 2}{(1 + \phi)^2} - \frac{2}{\phi} \ln(1 + \phi) \right] - \frac{1}{2}h_0\phi \quad 2.23$$

Los valores y_t y y_N son la ordenadas de la garganta y el punto alrededor del cual gira la mandíbula del mecanismo de variación geométrica respectivamente, mientras que θ_A y ε son el ángulo máximo de expansión de la tobera y el ángulo incremental de la placa. La relación entre el factor de variación de espesor de la placa ϕ y la longitud L se puede obtener a partir de:

$$y_t - y_N = \frac{\alpha L^3}{2\phi^2} \left[\frac{1}{\phi} \ln(1 + \phi) - \frac{3\phi + 2}{(1 + \phi)^2} \right] \quad 2.24$$

2.6 Análisis estático No Lineal

El tipo de dispositivo seleccionado para para cumplir con los objetivos planteados, implica el desarrollo de un mecanismo de variación geométrica que presenta no-linealidad en uno de sus componentes. En este caso, la placa que conforma el perfil de expansión posterior a la sección de expansión inicial L_k de la tobera presenta no linealidad geométrica como

consecuencia de los grandes desplazamientos a los cuales está sometida en condiciones de operación. Para hallar el estado de cargas de este componente, se hace necesario el uso de programas de elementos finitos, capaces de calcular el estado de esfuerzos de un cuerpo cuando este es sometido a una no linealidad como consecuencia de la aplicación de carga. En el Anexo B. Se realiza una descripción más profunda del caso de no linealidad.

2.7 Fatiga de bajo ciclaje

En la fatiga de bajo ciclaje, las deformaciones plásticas introducidas por concentradores de esfuerzo, discontinuidades, condiciones de temperatura y esfuerzos, constituyen el factor dominante. El aspecto que distingue a la fatiga de bajo ciclaje respecto de la de la fatiga de alto ciclaje es que la iniciación de la grieta puede ocurrir en cualquier lugar de la pieza y no exactamente en la superficie, lo que implica que el volumen en consideración (volumen de proceso) sea el volumen completo de material afectado y no solo la superficie [15]. El método de deformación-vida, que hace parte de uno de los tres enfoques principales de diseño y estudio de fatiga, implica un análisis detallado de la deformación plástica en regiones localizadas; por lo cual este método se considera especialmente adecuado para aplicaciones de fatiga de bajo ciclaje.

Las fallas por fatiga generalmente inician en una discontinuidad local, como una muesca, grieta u otra área de concentración de esfuerzo. Cuando el esfuerzo en la discontinuidad excede el límite elástico ocurre la deformación plástica. Para que se presente una falla por fatiga es necesario que existan deformaciones plásticas cíclicas [16]. De esta forma, la deformación total es la suma de las componentes elástica y plástica, por lo cual la amplitud de la deformación total queda expresa mediante la relación de *Manson-Coffin*:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\Delta \varepsilon_{Elastico}}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_{Plastico}}{2} \quad 2.25$$

Donde:

$$\frac{\Delta \varepsilon_{Elastico}}{2} = \frac{\sigma'_F}{E} (2N)^b \quad 2.26$$

$$\frac{\Delta \varepsilon_{Plastico}}{2} = \varepsilon'_F (2N)^c \quad 2.27$$

Los términos σ'_F y ε'_F son el esfuerzo y la deformación real correspondiente a la fractura en una inversión de esfuerzo. Los términos b y c son el exponente de la resistencia y ductilidad a la fatiga respectivamente. N es el número de ciclos y E es el módulo de Young del material.

Aunque las relaciones presentadas son efectivas para calcular la vida a la fatiga de un componente, la determinación de la deformación total en el fondo de una grieta o muesca no ha sido establecida analíticamente. Por lo anterior, el estudio de la resistencia a la fatiga de bajo ciclaje se ha consolidado preferiblemente con un enfoque experimental [16].

Se denomina diseño conceptual a las etapas iniciales de diseño en las que se toman las decisiones principales para la restricción de la solución. En esta fase se desarrolla una idea aproximada, sobre el funcionamiento de la solución planteada. El proceso de diseño conceptual también puede describirse como la definición de la morfología del producto, cómo se compone [17]. Por consiguiente, en este capítulo se presenta la metodología seguida para el diseño y los parámetros operacionales que lo restringen, seguidamente se encuentra el diseño aerodinámico en el que se define el perfil aerodinámico para cada número de Mach y finalmente se establece el mecanismo para adaptar la tobera a cada perfil seleccionado.

3.1 Metodología de diseño

A continuación se presenta un diagrama de flujo que explica el proceso de diseño aplicado para el desarrollo del dispositivo.

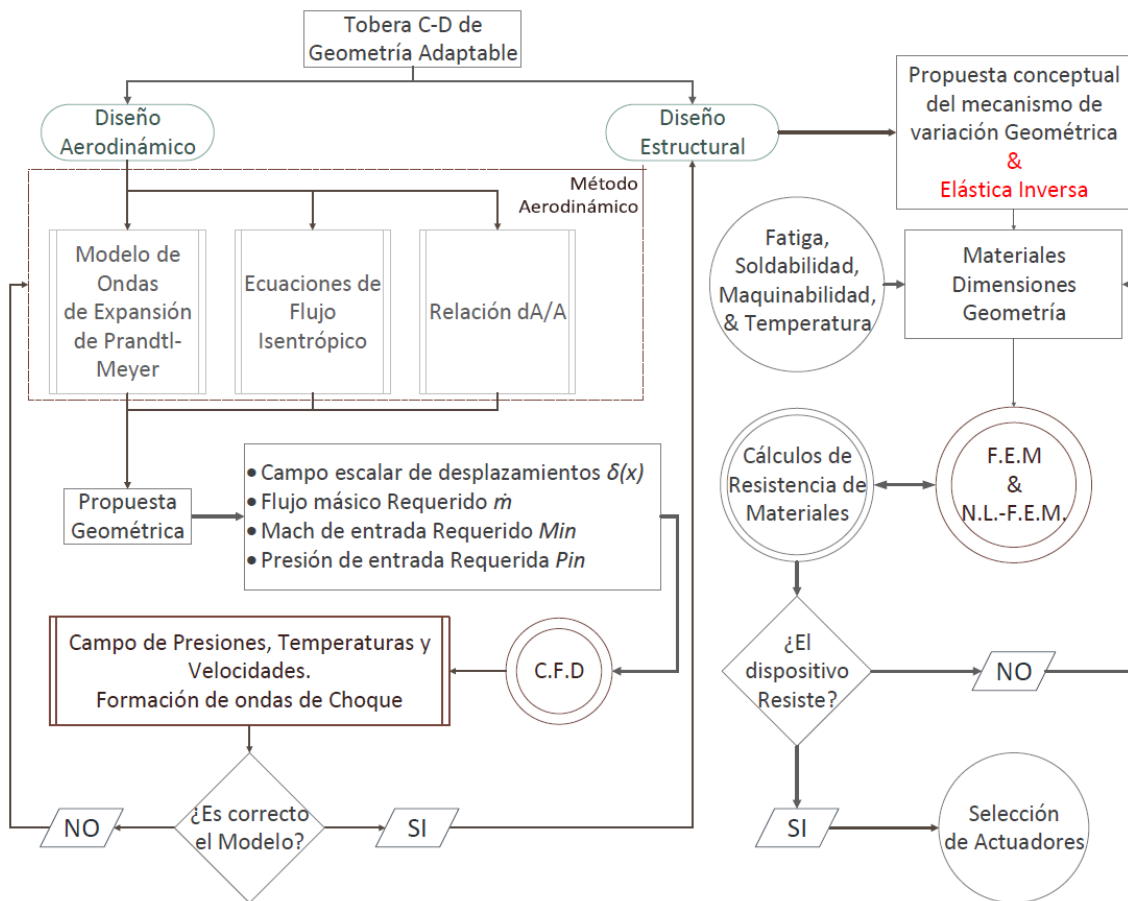


Figura 3.1 Diagrama de actividades para el diseño de la tobera

El diseño de la tobera C-D de geometría variable se dividió en 2 componentes teóricas fundamentales, la teoría aerodinámica necesaria para:

- Generar la geometría requerida para acelerar el fluido hasta una velocidad experimental determinada.
- Calcular las propiedades del fluido y sus variaciones mientras este atraviesa la tobera.
- Verificar que no aparezcan fenómenos que puedan causar irreversibilidades en el flujo como ondas de choque.

Se conjugó la teoría de ondas de expansión de Prandtl-Meyer la ecuación de cambio de variación geométrica de la tobera respecto del número de Mach y las ecuaciones de flujo isentrópico para establecer el método analítico aerodinámico utilizado para definir las propuestas geométricas de los perfiles aerodinámicos.

Con las propuestas geométricas definidas se calcularon los valores de desplazamiento de la garganta y ángulos de expansión inicial del dispositivo, flujo másico, número de Mach de entrada y presión estática de entrada. Cantidades requeridas para la operación óptima del dispositivo

Con los valores operacionales definidos, se realizó un análisis de mecánica computacional de fluidos para hallar la distribución de presiones, temperaturas y velocidades en la tobera para el caso crítico de operación, es decir para Mach 4 a la salida de la tobera, dado que esta configuración presenta las deflexiones, ángulos de expansión, gradientes de presión y temperatura más altos. Adicionalmente se verificó la formación de ondas de choque que pudieran afectar las propiedades del fluido que ingresa a la cámara de pruebas.

Si los resultados del análisis de C.F.D. no difieren significativamente de los resultados del método analítico aerodinámico, se procede extraer la información necesaria para interpretar la interacción fluido estructura, de lo contrario, se procede a revisar el método analítico aerodinámico en busca de inconsistencias que puedan causar diferencias significativas con el modelo de C.F.D.

La segunda componente teórica requerida para el diseño del dispositivo, es la teoría de resistencia de materiales enfocada a optimizar la manera como el dispositivo soporta las cargas de operación. Para esto, se adelanta la propuesta conceptual del mecanismo de variación geométrica, con capacidad de conformar los perfiles aerodinámicos con las condiciones geométricas calculadas para acelerar el fluido de pruebas, hasta la velocidad experimental deseada. Dado que la propuesta conceptual está compuesta por un componente que posee no-linealidades geométricas como consecuencia de los grandes desplazamientos a los que está sometida, se aplica la teoría de la elástica inversa para optimizar la distribución de esfuerzos en la placa flexible y evitar que en esta se presente deformación plástica.

Se seleccionaron materiales y dimensiones geométricas con los cálculos preliminares de resistencia de materiales, considerando criterios de fatiga, soldabilidad, maquinabilidad y temperaturas de servicio. Con estos parámetros definidos es posible utilizar las propiedades calculadas en el método aerodinámico para ejecutar análisis de interacción fluido estructura y demás cálculos de elementos de máquinas.

Se ejecutó un análisis de elementos finitos no-lineal, para hallar la distribución de esfuerzos sobre la placa flexible, facilitando la selección de material, el dimensionamiento de la pieza y el cálculo de las cargas necesarias para deformar la placa hasta la posición de operación.

El conjunto de estos resultados definieron si el dispositivo planteado en la propuesta conceptual puede resistir las cargas de operación establecidas. Con esto se procede a la selección de los actuadores mecánicos necesarios para adaptar la geometría del perfil aerodinámico. De lo contrario, se hace necesario revisar las dimensiones, materiales y condiciones geométricas para garantizar que el dispositivo resista las condiciones de operación.

3.2 Parámetros operacionales

En esta sección se establecen los requerimientos operacionales del dispositivo con el fin de definir su configuración geométrica, restringiendo el diseño aerodinámico.

- **Número de Mach;** De acuerdo con los requerimientos de los módulos de pruebas (cámaras transónica y supersónica) se presenta en la Tabla 3.1 el conjunto de valores del número de Mach seleccionados para experimentar en el túnel de viento trisónico con requerimiento de la tobera Convergente-Divergente.

Tabla 3.1 Números de Mach seleccionados para cada régimen

<i>Régimen</i>	<i>Transónico</i>		<i>Supersónico</i>					
<i>Números de Mach</i>	1.0	1.2	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0

- **Adaptabilidad geométrica:** Con base en las ecuaciones de flujo Isentrópico se determinaron los valores críticos de las áreas de la tobera Convergente-Divergente en relación con el área de la cámara a partir de la relación A/A^* . El área de sección transversal se define como $A = b \cdot H$; donde b es el ancho de la sección (50 cm) y H la altura de la tobera en el punto en que se desee evaluar. La relación permite entonces hallar los valores de la altura H^* como función del número de Mach en las cámaras de pruebas.

$$H^* = \frac{50}{\frac{1}{M} \left[\left(\frac{2}{k+1} \right) \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) \right]^{\frac{(k+1)}{2(k-1)}}} \quad 3.1$$

Este resultado es fundamental, dado que el valor de H^* corresponde a la deflexión máxima que debe alcanzar el mecanismo de variación geométrica para generar los perfiles aerodinámicos de la tobera.

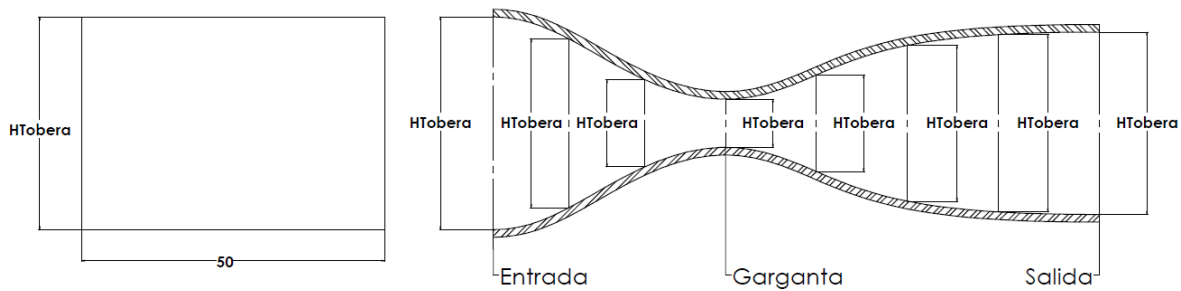


Figura 3.2 Cambio de altura de la sección transversal de la tobera

- **Configuración geométrica simétrica;** La condición de simetría de la sección transversal, facilita el control del perfil aerodinámico de la Tobera Convergente-Divergente dado que los ángulos de expansión y las variaciones de la altura H^* son logrados a través de los desplazamiento y giros de las paredes superior e inferior del dispositivo, mientras en un dispositivo asimétrico, las variaciones dependerán únicamente de una las paredes, lo que puede causar esfuerzos y deformaciones más altas sobre los componentes diseñados, restringiendo la capacidad del diseño. Para el dispositivo desarrollado en este documento, se ejecutaran variaciones de la altura de la garganta y el ángulo de expansión basados en las relaciones unidimensionales de flujo Isentrópico y la teoría de ondas de expansión de Prandtl-Meyer.
- **Acople:** Dado que la tobera Convergente-Divergente hace parte de un conjunto del módulos que conforman el túnel trisónico de la E.I.ME. sus acoples deben diseñarse con el fin de facilitar la integración con los demás componentes. El flujo de aire proveniente del cono convergente, entra a la tobera donde es acelerado hasta el número de Mach experimental deseado, para posteriormente ser encausado hacia la cámara de pruebas transónica o supersónica, según corresponda ver Figura 3.3.

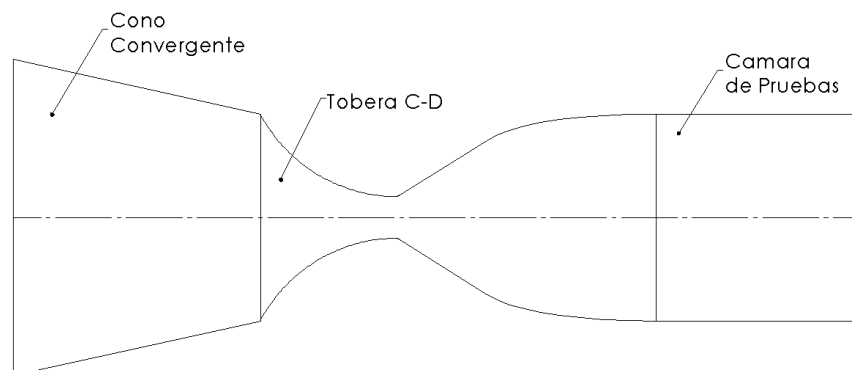


Figura 3.3 Esquema posición de la tobera C-D en el túnel trisónico

La sección convergente de la tobera ubicada entre la entrada y la garganta, no requiere de una metodología de diseño especial [18] (a diferencia de la sección divergente), dado que su geometría no representa un cambio importante en el desempeño del proceso que se lleva a cabo en la tobera. El flujo subsónico en esta región puede ser fácilmente conducido hacia la garganta causando una pequeña caída de presión. Ángulos de cono o contornos de pared curva a la entrada producirán una contracción satisfactoria para acelerar el flujo hasta la velocidad local del sonido en el área de garganta establecido con las funciones unidimensionales de flujo isentrópico.

- **Presión y temperatura:** Dado que las propiedades del fluido cambian respecto de las propiedades en el tanque a lo largo de su recorrido por el túnel de viento, es necesario evaluar la interacción entre el fluido y la estructura para garantizar que su funcionamiento estructural y aerodinámico sea óptimo.

3.3 Diseño aerodinámico

A continuación se presentan los parámetros más importantes en el desarrollo del diseño aerodinámico de la tobera. Utilizando el modelo de ondas de expansión de Prandtl-Meyer, las relaciones de flujo isentrópico y la relación dA/A y las ecuaciones reportadas en la bibliografía para evaluar el comportamiento del fluido en la tobera, se establecieron los parámetros geométricos relevantes para la definición del perfil aerodinámico. A continuación se presentan dichos parámetros.

3.3.1 Definición del perfil aerodinámico

Para realizar el trazo del perfil aerodinámico se ejecutó el cálculo de las alturas H^* , los ángulos de Prandtl-Meyer y las longitudes L_k . Dichos cálculos fueron utilizados como restricciones geométricas para la definición de una cadena de curvas capaces de acelerar el fluido de pruebas hasta las condiciones experimentales deseadas. El trazo del perfil aerodinámico se ejecutó utilizando una herramienta CAD.

La Tabla 3.2 es el resultado de evaluar la función de Prandtl-Meyer $\nu(M)$ con el número de Mach sónico en la garganta de la tobera y el número de Mach experimental en la salida. Dado que $\nu(M^* = 1) = 0$, los ángulos de expansión dependen únicamente del número de Mach experimental y de ellos se determina la altura de la garganta.

Tabla 3.2 Ángulos de expansión y altura de la garganta en función del número de mach

Numero de Mach	Ángulo de Expansión (grados)	Altura de la Garganta (cm)
1.0	0	50.0
1.2	3.5	48.5
1.5	11.9	44.2
2.0	26.4	30.8
2.5	39.1	19.7
3.0	49.8	12.3
3.5	58.5	7.6
4.0	65.8	4.6

Durante la operación en el régimen subsónico, se establece una condición de altura de la garganta en 50 *cm* y el control de la velocidad del fluido se realiza a través de la regulación del flujo másico desde el tanque, sin embargo, la decisión de utilizar la tobera Convergente-Divergente durante la experimentación en régimen subsónico deberá someterse al análisis de los resultados de futuros ejercicios de calibración.

El método de las características permite deducir la longitud de la expansión total de la tobera L_E , la región de cancelación de ondas de expansión L_k y el perfil aerodinámico de las paredes del dispositivo, sin embargo, dado que los parámetros mencionados varían en función del número de Mach experimental, cada una de las mallas características tendrá longitudes y perfiles aerodinámicos distintos.

Varios dispositivos de geometría variable con capacidad de operación en distintos números de Mach se han desarrollado en las referencias [19] [20] [21] [22] en los cuales, posterior al proceso de fabricación, se han realizado ejercicios de instrumentación y calibración para verificar las propiedades del fluido al ingresar a la sección de pruebas. Dichos dispositivos basan su funcionamiento en las ecuaciones de flujo isentrópico y la teoría de ondas de expansión de Prandtl-Meyer, dado que la teoría de las características no logra conjugar los aspectos operacionales requeridos por la experimentación. En estos dispositivos se presta especial atención al crecimiento de la capa límite para los números de Mach inferiores al máximo, con el fin de garantizar que las propiedades del fluido sean óptimas para las pruebas. En general la bibliografía reporta errores de hasta el $\pm 2\%$ en el número de Mach a la entrada de la cámara de pruebas (aguas debajo de la tobera) y hasta el 1.5% de la altura total de la cámara para el crecimiento de la capa límite en toberas con mallas características incompatibles [23]

La tabla 3.3 muestra las Longitudes estimadas de cancelación de ondas de expansión L_k y la longitud total de la expansión L_E para los números de Mach de experimentales en las secciones de pruebas.

Tabla 3.3 Longitud inicial y longitud de cancelación de ondas

M	L_k (cm)	L_E (cm)
1.0	0.0	0.0
1.2	7.9	16.2
1.5	9.5	23.7
2.0	13.3	35.0
2.5	15.1	43.7
3.0	14.6	50.0
3.5	14.3	56.2
4.0	14.0	62.5

Por lo tanto, para cumplir con todo el rango de números de Mach experimentales, la longitud de la expansión de la tobera deberá ser al menos igual a 62.5 centímetros para garantizar el funcionamiento del dispositivo en todo el régimen de experimentación establecido. En capítulos subsecuentes, se explicará la influencia de la resistencia de materiales en la determinación de la longitud final de expansión.

3.3.2 Selección del mecanismo de adaptación geométrica

En esta sección se estudiara el desarrollo del mecanismo con el que se controla la geometría de las paredes superior e inferior de la tobera con base en los resultados obtenidos en la etapa del diseño aerodinámico.

Varias referencias bibliográficas desarrollan dispositivos de pared totalmente flexible, operada con accionamientos mecánicos que deforman las placas superior e inferior de la tobera. Estos dispositivos requieren sistemas de control más complejos para generar los perfiles aerodinámicos deseados sin causar deformaciones plásticas de las placas flexibles, las cuales deben ser más delgadas y largas para garantizar dicha condición. Esta restricción geométrica causa el crecimiento de la capa límite dado que el perfil aerodinámico requerido en los números de mach más bajos del rango de operación requieren perfiles aerodinámicos más cortos para alcanzar la velocidad de experimental deseada.

A continuación se presenta la matriz utilizada para escoger el mecanismo propuesto en el desarrollo del diseño conceptual del documento. Se establecieron criterios de decisión a los que se asignaron valores de importancia. Posteriormente se establecieron en tanto que cada alternativa cumpla con el criterio establecido. Estos dos valores (nivel y criterio) se ponderan y suman, la mejor alternativa fue aquella cuyo total tenía mayor magnitud.

Tabla 3.4 Criterios de selección tobera C-D

Criterios	Descripción	Valores Nivel
<i>Costo de los componentes</i>	<i>Se relaciona con el número de elementos necesarios para el ensamble y el peso u costo relacionados a ellos.</i>	2
<i>Versatilidad</i>	<i>Se relaciona con la facilidad para integrar el dispositivo con los demás componentes del túnel de viento.</i>	3
<i>Resistencia</i>	<i>Se relaciona con la posibilidad de alcanzar diferentes números de mach sin comprometer la integridad estructural del dispositivo.</i>	3
<i>Manufactura</i>	<i>Depende de la facilidad de manufacturar de los componentes.</i>	2
<i>Acople</i>	<i>Se relaciona con la facilidad para integrar el dispositivo con los demás componentes del túnel de viento.</i>	1
<i>Operación</i>	<i>Se relaciona con capacidad de dispositivo para transformación de la energía del fluido experimental y/o las perturbaciones que el dispositivo pueda causar durante la experimentación.</i>	3

Niveles: 1 = Bajo, 2 = Medio, 3 = Alto

Tabla 3.5 Matriz de selección para toberas C-D de geometría adaptable

Tobera	Criterios						Total
	Costo de los Componentes	Versatilidad	Resistencia	Manufactura	Acople	Operación	
Valor	2	3	3	2	1	3	
Flexible	1	2	1	3	2	1	22
Semi-Flexible	3	2	3	1	1	3	33

La implementación de este mecanismo reduce significativamente el número de actuadores, facilita el ajuste de las condiciones geométricas de la tobera, lo que implica que el número de Mach puede ser ajustado rápidamente. Adicionalmente, la estructura mecánica sencilla de una tobera semi-flexible cuesta menos que la de una tobera totalmente flexible [13].

A partir de lo anterior, se propone la posibilidad de desarrollar un dispositivo semiflexible compuesto por un par de mandíbulas y placas, diseñado para disminuir el área de la garganta ubicada entre las 2 mandíbulas y generar un perfil aerodinámico sin discontinuidades al deformar la placa de acero, ver Figura 3.4. A medida que las mandíbulas superior e inferior se cierran, el ángulo de expansión requerido es formado por las secciones inclinadas que conforman la sección de expansión inicia L_k .

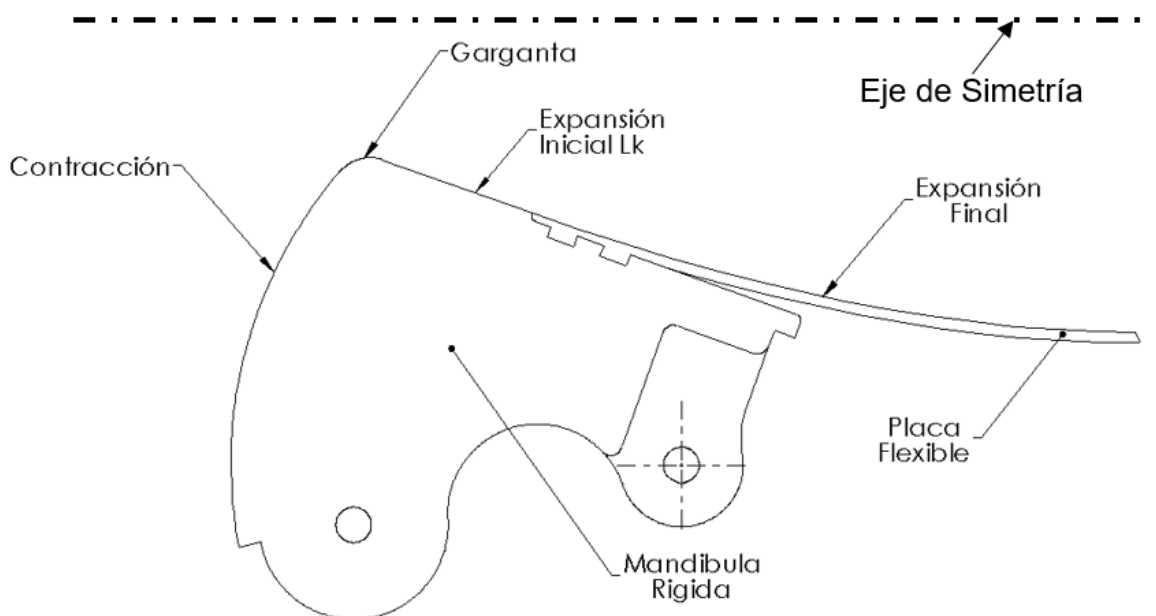


Figura 3.4 Partes de la mandíbula rígida

A pesar de que una placa delgada que conforme el perfil aerodinámico pueda ser flectada correctamente para evitar que se presenten discontinuidades en la curvatura de la pared, la presencia de esta flexión puede causar un aumento significativo de los esfuerzos que pueden llevar al colapso plástico y al remplazo temprano de dicha pieza. Adicionalmente, la placa debe ser lo suficientemente delgada para evitar que se presente hendimiento entre

los apoyos de los actuadores fenómeno causado por la presión estática del fluido de pruebas a su paso por la tobera. Por otro lado, sus costos de fabricación pueden ser hasta 10 veces mayores que el de la propuesta semiflexible, dadas su mayor dimensión, dificultad de ensamble y el sistema de control requerido para generar los perfiles aerodinámicos, el cual requiere un mayor número de accionamientos hidráulicos.

Se concluye entonces que entre las dos opciones planteadas, la tobera semi-flexible es la mejor alternativa para la configuración del túnel de viento establecida.

3.3.3 Descripción del montaje

Trazo del perfil Aerodinámico

Con las dimensiones de entrada y salida de la tobera, los cálculos de altura de garganta, los ángulos de expansión definidos y las longitudes de expansión y cancelación de ondas, se trazó un bosquejo de perfil aerodinámico necesario para alcanzar las condiciones experimentales requeridas en las cámaras de pruebas. Para el trazo del perfil aerodinámico de la sección de expansión inicial, se utilizó una línea recta sobre la mandíbula y una sección de arco de 3.5 cm de radio para empalmar la contracción circular y la expansión inicial conformando la garganta rígida sobre la mandíbula. Ver Figura 3.4.

Para definir la sección del perfil aerodinámico de expansión se utilizó una sección de placa sometida a momento flector en el extremo unido a la mandíbula. Paredes laterales solidas de acero y sellos de caucho lubricados son sugeridas en la bibliografía para evitar filtraciones del fluido de pruebas, sin embargo, la selección de dichos sellos está restringida por los resultados de ejercicios de calibración posteriores a la fabricación [24].

Junta entre la mandíbula y la placa

Dado que el espesor de la placa es menor en la zona donde se une con la mandíbula, secciones rectangulares de material fueron agregadas al diseño para generar una zona de agarre que permita unir los componentes del dispositivo. Estas secciones adicionales de 1.00x2.54 cm cuentan con perforaciones no pasantes roscadas y redondeados para evitar la concentración de esfuerzos.

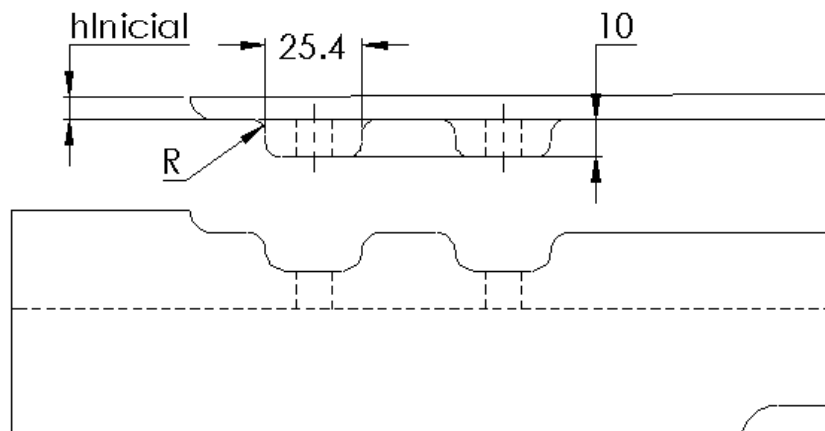


Figura 3.5 Diagrama del acople de la placa y la mandíbula

Para recibir las secciones adicionales de material de la placa se efectuaron ranuras rectangulares en la parte superior de la mandíbula con redondeos en las esquinas para evitar la concentración de esfuerzos. Estas ranuras tienen perforaciones circulares que permiten el paso del vástago del perno hasta la placa. De esta manera, la mandíbula puede desplazar y girar la placa hasta la posición deseada sin presentar separación.

Soporte de la mandíbula

Para el acople aguas arriba se establece que la sección en contacto entre el cono convergente y el mecanismo de mandíbula de la tobera Convergente-Divergente tenga sección circular con centro en el pin de rotación de la mandíbula, similar al típicamente usado en los mecanismos de leva-seguidor. De esta manera, el cono convergente mantiene su posición a pesar de que la mandíbula se desplace mientras se realiza la variación del número Mach

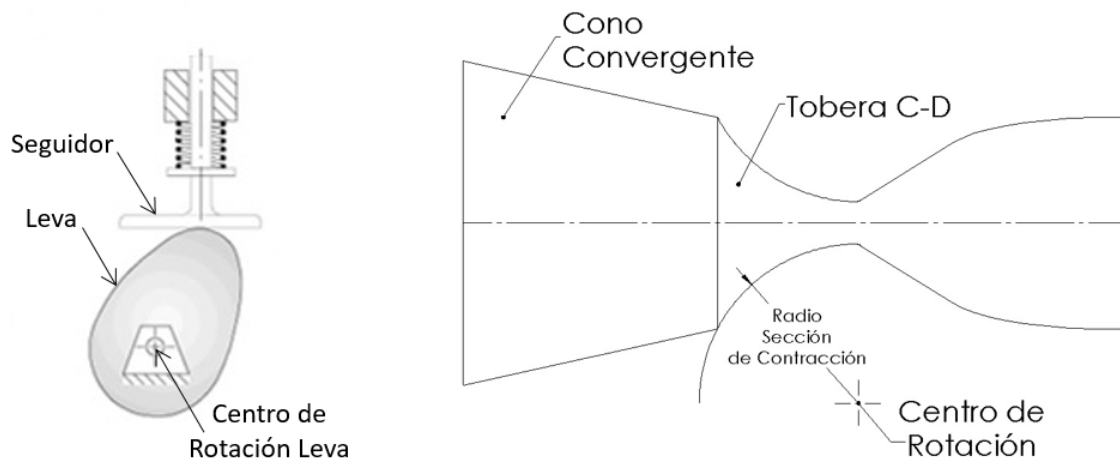


Figura 3.6 Mecanismo de leva de la mandíbula

Apoyo deslizando de la placa flexible

Como consecuencia del giro de la mandíbula, la placa de acero tiende a moverse en dirección del flujo (aguas abajo), por esto, un apoyo deslizando que restringe el desplazamiento en dirección z e y junto con el giro en los ejes x e y , se utilizó para restringir el desplazamiento de la placa sin causar efectos de compresión sobre ella. Así, las dimensiones de la salida de la garganta se mantienen constantes a pesar del cambio geométrico necesario para la operación.

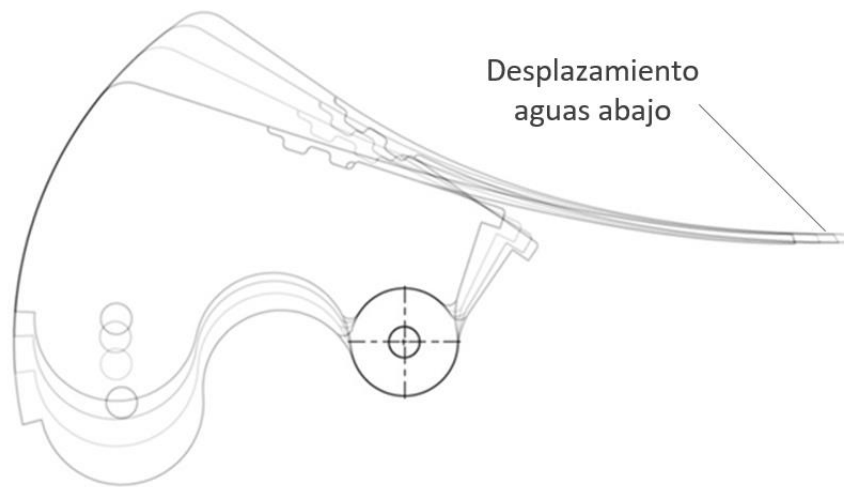


Figura 3.7 Desplazamiento de la placa como consecuencia del giro de la mandíbula

Para restringir el movimiento de la placa en dirección vertical y controlar el desplazamiento horizontal (Figura 3.7), se implementaron 3 ranuras en la superficie del recibidor ubicado en el acople posterior. Estas ranuras son atravesadas por pernos de $\frac{1}{4}$ " unidos a 3 perforaciones roscadas en la placa, estas perforaciones tienen 3 mm de profundidad

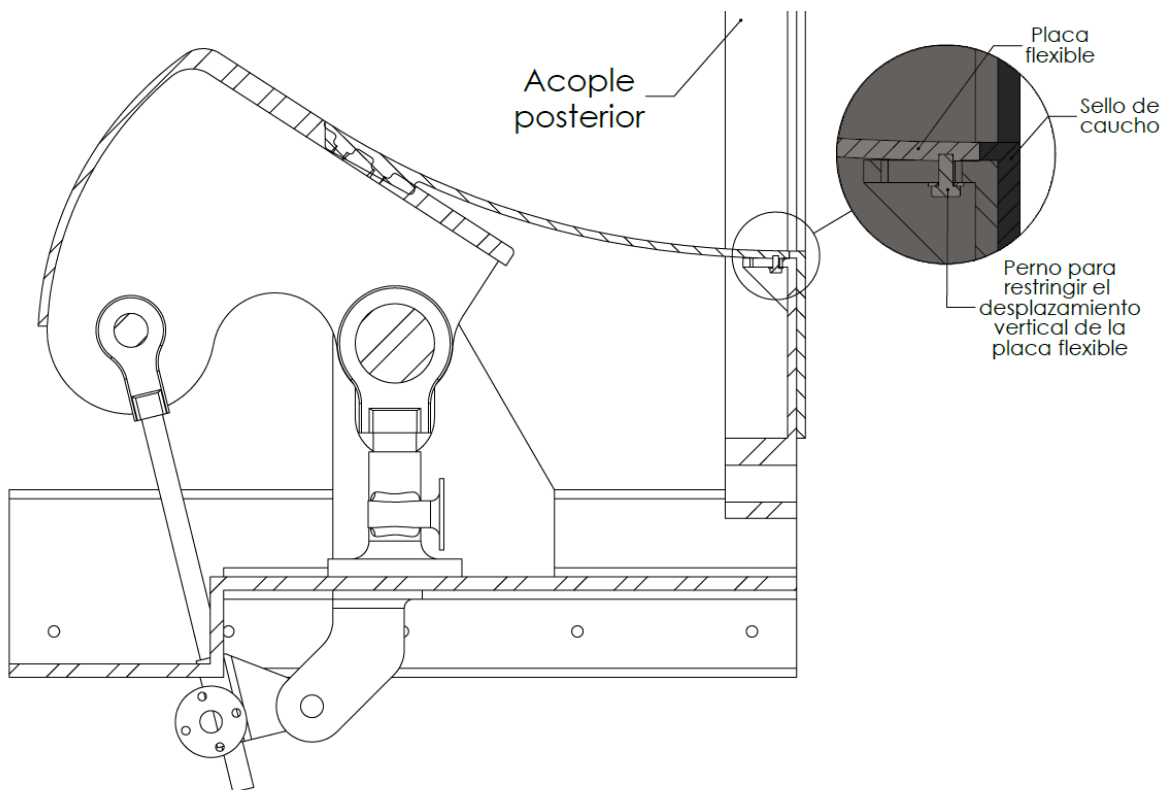


Figura 3.8 Detalles del soporte del extremo de la placa flexible aguas abajo de la tobera.

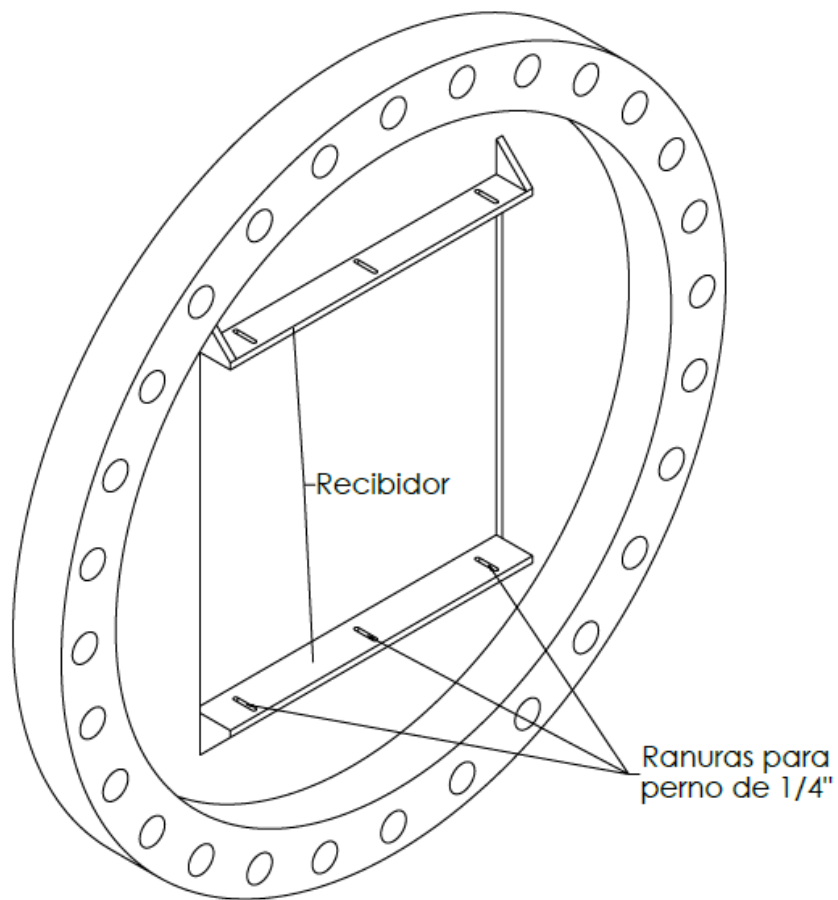


Figura 3.9 Recibidor ranurado.

Apoyos mecanismo de adaptación geométrica

Para soportar la mandíbula en la posición deseada, se implementó un soporte de acero con una ranura recta para pasador de 3.5". Este pasador estará conectado a un tornillo de potencia que controla la posición del centro de rotación de la mandíbula y con este, el ángulo de expansión inicial. Para conectar el soporte al bastidor se utilizaron cordones de soldadura, los detalles de estos pueden encontrarse en anexo E.

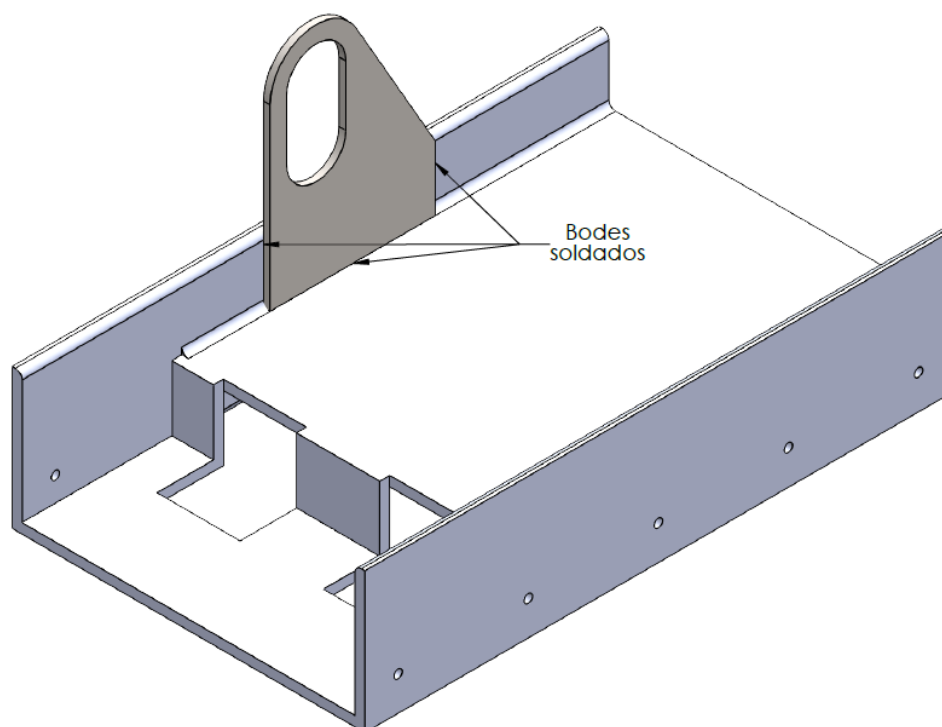


Figura 3.10 Posición de los soportes verticales para soportar la mandíbula

Para mover la mandíbula rígida y cerrar la altura de la garganta, se implementó un segundo tornillo de potencia acoplado al dispositivo a través uniones basculantes y pines para permitir rotaciones alrededor del eje z.

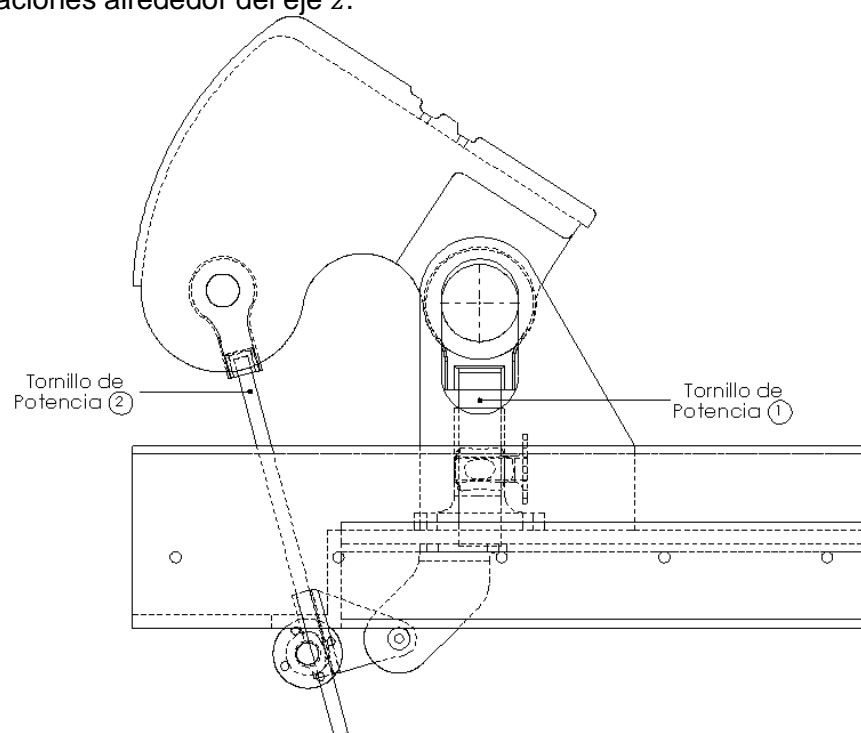


Figura 3.11 Diagrama del montaje de los tornillos de potencia

3.3.4 Acoples principales del dispositivo

Para integrar la tobera con los componentes anterior (cono convergente) y posterior (cámaras de pruebas) se diseñaron dos conexiones tipo brida, ubicadas en los extremos del dispositivo. El diseño de este elemento se realizó bajo el procedimiento y los criterios establecidos en el código A.S.M.E. de recipientes a presión [25].

El procedimiento de diseño seguido consideró una brida de tipo *circular integral*, similar a la seleccionada en el diseño del habitáculo de la cámara de pruebas del túnel de viento trisónico de la E.I.Me. [26], dado que se requiere que la tobera se integre con esta sección del túnel. El diseño de esta unión corresponde al de una brida fundida, forjada, soldada o atada integralmente a la boquilla, recipiente o tubería; es decir, que es estructuralmente equivalente a una construcción integral. El material seleccionado para su diseño fue el acero forjado SA-182 F11 Clase 1, con un esfuerzo admisible de 138 MPa en condiciones de temperatura desde los -30°C hasta los 40°C y de 121 MPa para la temperatura de diseño de 150°C (Tabla 5A Sección II.D [25]).

La presión de diseño utilizada fue a máxima de 223 KPa , valor que se presenta en el habitáculo. El material escogido para los empaques fue el mismo que el seleccionado para las paredes laterales del dispositivo. En el anexo D se presentan los detalles del cálculo de los acoples seleccionados.

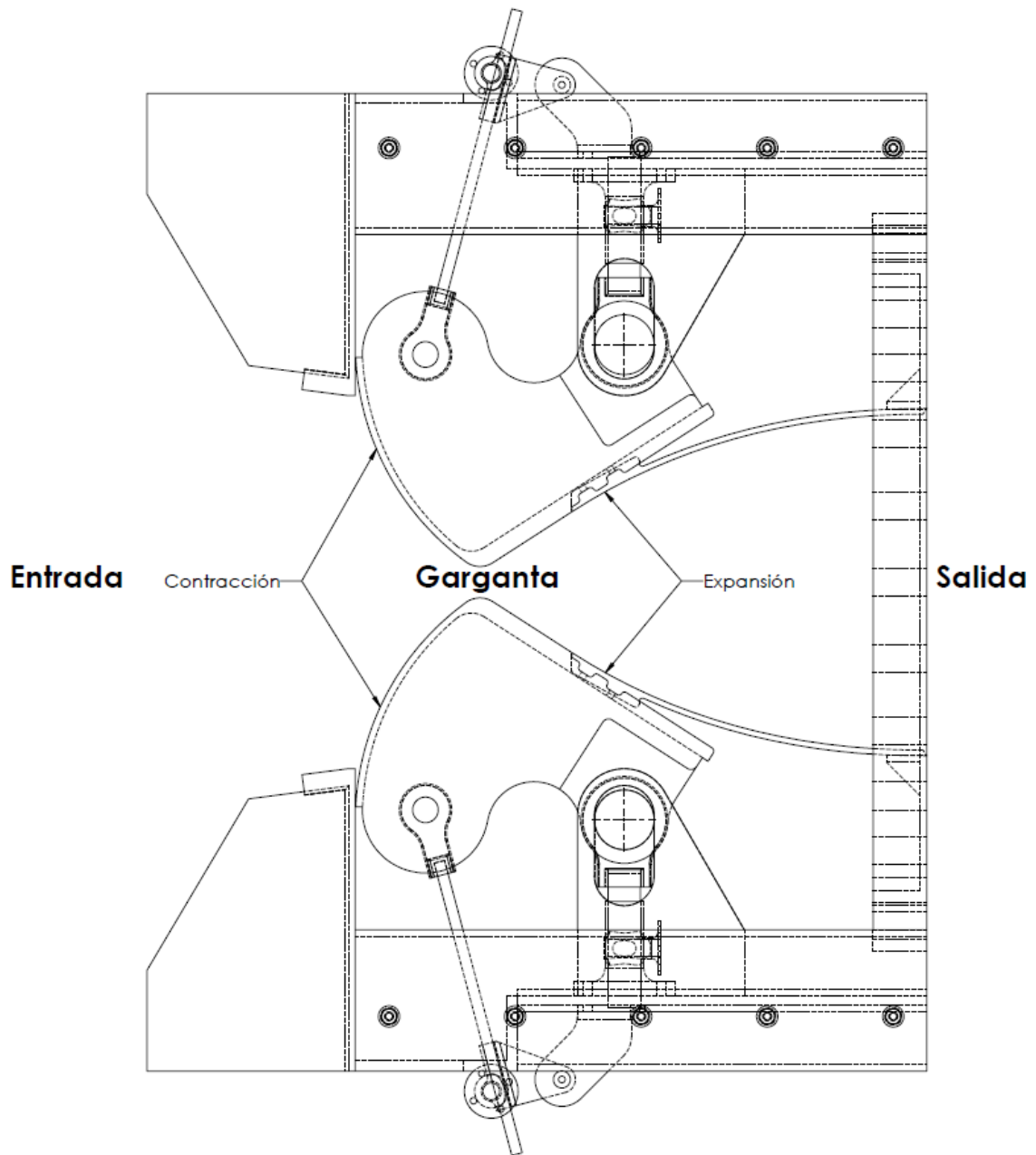


Figura 3.12 Vista lateral de dispositivo tobera C-D propuesto para el túnel de viento trisónico

4.1 Análisis Aerodinámico

En esta sección se presentan los resultados de los cálculos aerodinámicos con base en las propiedades estáticas y de estancamiento reportadas para la operación de las cámaras de pruebas del túnel trisónico.

Basado en las presiones estáticas experimentales reportadas en las cámaras de pruebas, se realizó el cálculo de las presiones de estancamiento en el tanque de almacenamiento y de las presiones estáticas requeridas a la entrada de la tobera para garantizar la expansión del flujo hasta la velocidad experimental deseada.

Tabla 4.1 Presiones en la tobera en función del número de Mach

	En la Cámara de Pruebas - Salida de la Tobera	En el Tanque de Almacenamiento
<i>M. Out</i>	<i>P. Estáticas Pout (Pa)</i>	<i>P. Estancamiento Po (Pa)</i>
1.2	59903.53	145264.0
1.5	36876.19	135373.6
2	20145.72	157629.2
2.5	12723.23	217388.3
3	8773.02	322256.8
3.5	6417.97	489513.5
4	4900.21	744024.6

Por otra parte, las temperaturas estáticas en la tobera se pueden calcular como función de la temperatura máxima (de estancamiento) para la cual se haya diseñado el sistema de almacenamiento de aire. Con el valor de la temperatura estática en la salida de la tobera se puede calcular la velocidad local del sonido.

Tabla 4.2 Temperaturas y velocidad del sonido local a la salida de la tobera

	En el Tanque de Almacenamiento	En la Cámara de Pruebas - Salida de la Tobera	
<i>M. Out</i>	<i>T. Estancamiento To (K)</i>	<i>T. Estáticas TOut (K)</i>	<i>a Out (m/s)</i>
1.2	500	388.20	394.94
1.5	500	344.00	371.78
2	500	277.00	333.61
2.5	500	222.00	298.66
3	500	178.60	267.88
3.5	500	145.00	241.37
4	500	119.00	218.66

Con estas propiedades se pueden estimar las velocidades y temperaturas de entrada a la tobera y con las presiones de estancamiento y área de la garganta, se puede calcular el flujo másico requerido para operar la tobera

Tabla 4.3 Flujo másico requerido para la operación de la tobera

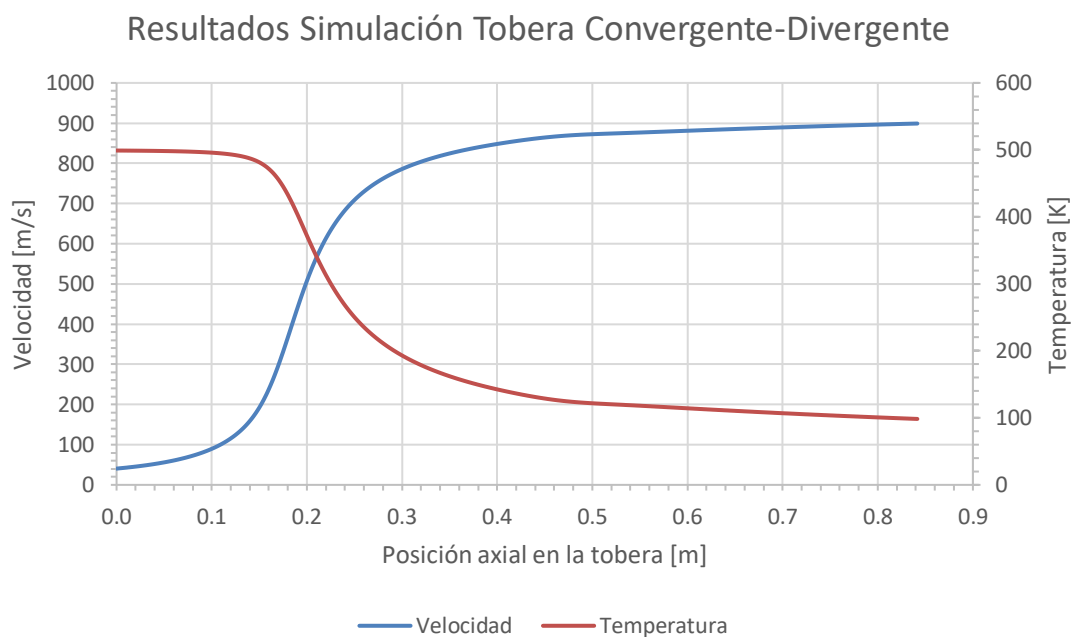
	En la entrada de la Tobera					
<i>M. Out</i>	<i>M. In</i>	<i>Vel. In (m/s)</i>	<i>a. In (m/s)</i>	<i>P. Estáticas PIn (Pa)</i>	<i>T. Estática TIn (K)</i>	<i>\dot{m} (Kg/s)</i>
1.2	0.820	345.09	420.81	93398.42	440.72	63.70
1.5	0.610	263.95	432.40	105262.96	465.32	52.01
2	0.372	164.58	442.13	143246.81	486.52	42.21
2.5	0.226	100.91	445.94	209772.18	494.93	37.26
3	0.138	61.84	447.36	317983.06	498.10	34.39
3.5	0.086	38.34	447.89	487010.42	499.27	32.58
4	0.054	24.23	448.09	742503.11	499.71	31.37

Para verificar el funcionamiento del modelo aerodinámico planteado, se ejecutó un análisis de dinámica computacional del fluidos (C.F.D. por sus siglas en inglés) utilizando como condiciones de borde las propiedades termodinámicas calculadas de la Tabla 4.1 a Tabla 4.3 para las condiciones de operación de Mach 4.0, dado que esta condición presenta los gradientes de presión, temperatura y deformación más altos en el dispositivo. Para ejecutar la simulación se establecieron las siguientes condiciones de frontera.

Tabla 4.4 Condiciones de frontera análisis C.F.D.

Condiciones del Modelo	Tipo	Detalles
Tipo de Análisis	Estacionario	
Tipo de Solver	Density Based	
Condiciones de Frontera	Condición Utilizada	Valor
Entrada del Dispositivo	• Presión de estancamiento Manométrica P_0	• 653.3 kPa
	• Presión estática Manométrica P_{In}	• 651.8 kPa
	• Temperatura estática T_{In}	• 499.7 K
Salida del Dispositivo	• Presión estática Manométrica P_{Out}	• -85.7kPa
	• Temperatura Estática T_{Out}	• 119 K
Superficie Superior y Laterales	• Wall	Condición de no deslizamiento. $V = 0$
Plano xy , xz	• Symmetry	Utiliza la superficie seleccionada como plano de simetría

Los resultados de velocidad y temperatura obtenidos en este análisis se presenta en la Gráfica 4.1



Gráfica 4.1 Velocidad y temperatura en la línea media de la Tobera.

El porcentaje de error entre la velocidad de salida calculada teóricamente y la velocidad de salida calculada con el modelo de C.F.D. se obtiene con la siguiente ecuación:

$$\%Error = \left| \frac{V_{Teorico} - V_{Experimental}}{V_{Teorico}} \right| \times 100\% \quad 4.1$$

En este caso, los valores experimentales utilizados serán los obtenidos en las simulaciones computacionales. El porcentaje de error en la velocidad de salida fue del 2.7%. La Figura 4.1 muestra los contornos de velocidad obtenidos dentro de la geometría de la tobera.

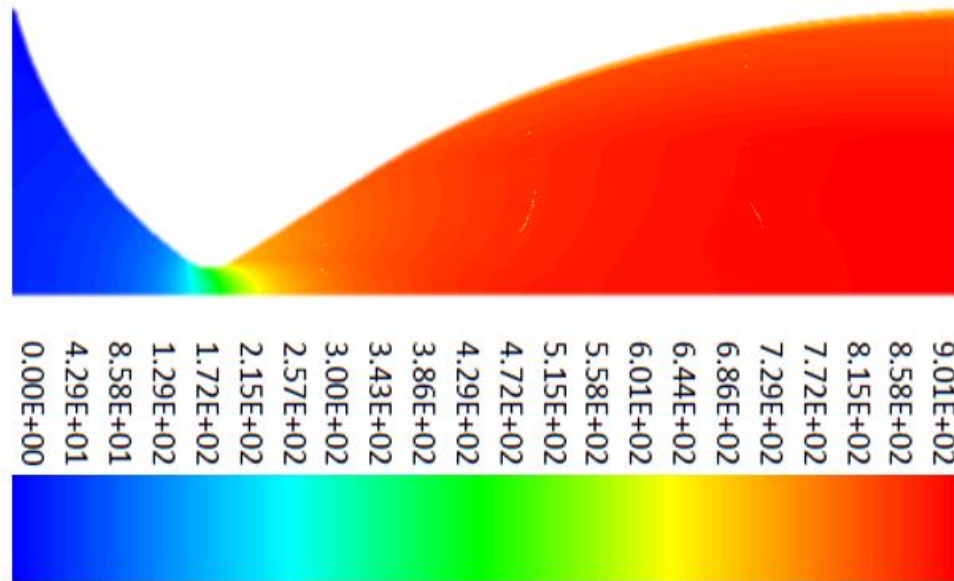


Figura 4.1 Distribución de la velocidad en la tobera C-D para la configuración Mach 4.0

4.2 Análisis estructural

En esta sección se discutirá el diseño estructural del dispositivo presentado en el diseño conceptual. Se aplican los criterios de diseño correspondientes para seleccionar materiales, espesores recomendados por la norma *A.S.M.E. para el cálculo de calderas y recipientes a presión*.

Se presentan los resultados del análisis de elementos finitos no-lineal, necesarios para completar el diagrama de cuerpo libre generalizado de la mandíbula.

Posteriormente se presenta el diagrama de cuerpo libre generalizado de la mandíbula, necesario para hallar el estado de cargas sobre este componente. Con los resultados de las reacciones en los apoyos en la mandíbula, se realizó el cálculo de pasadores y la selección de tornillos de potencia. Adicionalmente se realiza el cálculo de los pernos de la unión de la mandíbula y la placa. Estos cálculos se pueden encontrar en los anexos F y G respectivamente.

Se utilizó la norma A.S.M.E. para seleccionar el espesor de las paredes laterales y los sellos para confinamiento del recinto y posteriormente se realizó el cálculo de los pernos de unión para las paredes y el bastidor. La norma es utilizada nuevamente el cálculo de los acoples del dispositivo con las cámaras de pruebas (aguas abajo). Ver anexo D.

Se hace una propuesta para el diseño del acople con el cono convergente (aguas arriba, ver Figura 1.1), sin embargo, dado que el cono convergente esta acoplado a la cámara de asentamiento, el acople propuesto tiene la función de garantizar la alineación del túnel y el sellado del recinto y su configuración final, está sujeta a los resultados de los ejercicio de calibración, posteriores a la fabricación.

Finalmente se presentan los detalles del bastidor propuesto para soportar y posicionar los componentes de la tobera. Dado que la integración de la tobera C-D aún está por ser definida para el régimen subsónico, los apoyos del bastidor aún no están determinados. Por esto, no se ejecuta un análisis detallado del estado de cargas del perfil estructural. Con el objetivo de facilitar la construcción del túnel de viento, este perfil puede ser reemplazado o incluso descartado si así fuera requerido dado que se desconocen detalles de la configuración estructural disponible en los espacios establecidos en la *Segunda Etapa del Plan de Desarrollo Físico de la Facultad de Ingenierías de la Universidad del Valle* [27] para la ejecución de los laboratorios de mecánica de fluidos (ver Figura 4.2)

PLANTA GENERAL PISO 1. ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA EDIFICIO 345 EDIFICIO 344

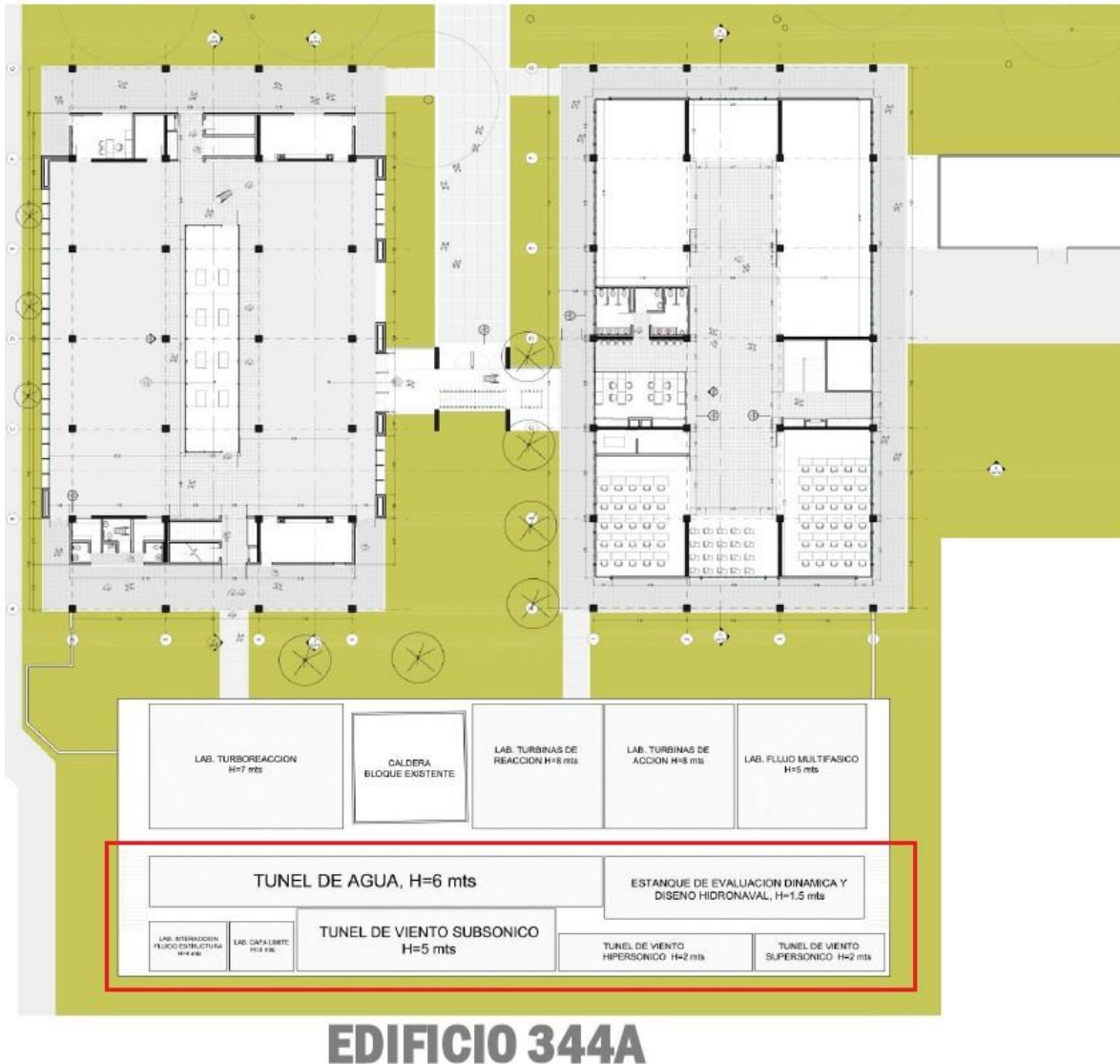


Figura 4.2 Modulación de los laboratorios de mecánica de fluidos de la Escuela de Ingeniería mecánica

Selección de materiales

Basado en las recomendaciones de la norma *A.S.M.E. para el cálculo de calderas y recipientes a presión*, se ejecutó la selección de materiales para la fabricación de los componentes del dispositivo, procurando la selección de materiales disponibles en el mercado nacional. El acero inoxidable AISI 304 y el Ti 6Al 4V.grado 5 fueron seleccionados para la fabricación de la mandíbula rígida y la placa flexible respectivamente. Para los componentes menos críticos se estableció el acero AISI 1020 como material de trabajo con el objetivo de disminuir los costos. A continuación se presenta la Tabla 4.5 con las

propiedades de los materiales utilizados en las simulaciones y el componente al cual está asignado.

Tabla 4.5 Propiedades de los materiales seleccionados y aplicación.

Material	E (Gpa)	S_y (MPa)	S_u (MPa)	ρ (kg/m³)	Costo (COP/kg)	Uso
AISI 304	193	215	505	8000	10650	Mandíbula Paredes Laterales Pasadores
Ti 6Al 4V	91	910	1200	4429	75000	Placa Flexible
AISI 1020	186	350	420	7870	2150	Soportes verticales
ASTM A572	206	345	450	7800	2101	Viga IPE
SA-182 F11	200	310	520	7800	20390	Acople Salida

4.2.1 Aplicación del análisis de elementos finitos No-Lineal.

Para el cálculo de los esfuerzos en la placa flexible que conforma el perfil de expansión final, se utilizó la herramienta computacional *Ansys* para ejecutar un análisis de elementos finitos No-Lineal dado que las deformaciones estimadas en condiciones de operación (Mach 4.0) superan la mitad de la media dimensión más pequeña de la placa (6 mm).

A continuación se muestran las condiciones de frontera para el análisis no lineal de la placa flexible, (Tabla 4.6) y los resultados del análisis ejecutado.

Tabla 4.6 Condiciones de frontera placa flexible

Condiciones del Modelo	Tipo	Detalles
Tipo de Análisis	Estático Estructural	No-Lineal
Tipo de Solver	Mechanical APDL	Direct
Condiciones de Frontera	Condición Utilizada	Valor
Sección de salida (izquierdo)	Restricción del desplazamiento de la placa en dirección y, z .	
Secciones laterales	Restricción del desplazamiento de la placa en dirección z .	
Sección de entrada (derecha)	Restricción de desplazamiento pre-establecido en para la condición de operación de Mach 4.0	$y = 145 \text{ mm}$ $x = 26 \text{ mm}$

Cuando en un análisis de elementos finitos se espera la presencia de grandes deformaciones (típicamente deformaciones mayores a la mitad de la dimensión más pequeña del cuerpo en análisis) es necesario activar el módulo de grandes deformaciones para alternar la manera como el software calcula los esfuerzos en el cuerpo. Esto se logra a través de la pestaña *Analysis Settings* configurando la opción *Large Deflection On*

Details of "Analysis Settings"	
[-] Step Controls	
Number Of Steps	1.
Current Step Number	1.
Step End Time	1. s
Auto Time Stepping	Program Controlled
[-] Solver Controls	
Solver Type	Program Controlled
Weak Springs	Program Controlled
Solver Pivot Checking	Program Controlled
Large Deflection	On

Figura 4.3 Activación del control no-lineal

La activación de este control cambia la manera como el software calcula los esfuerzos en el cuerpo. La Figura 4.4 muestra la distribución del factor de seguridad en la placa flexible, durante la operación para la configuración de Mach 4.0 a la salida, considerado el caso crítico de diseño dado que las deformaciones presentadas en la placa flexible son las de mayor magnitud.

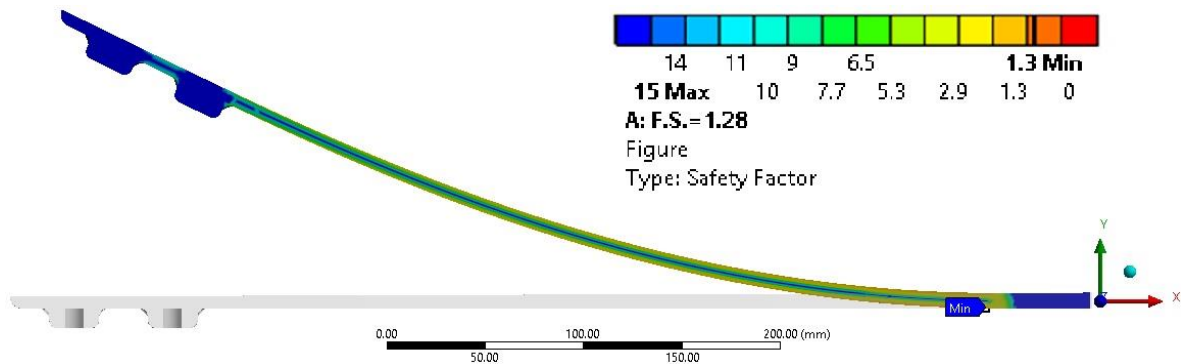
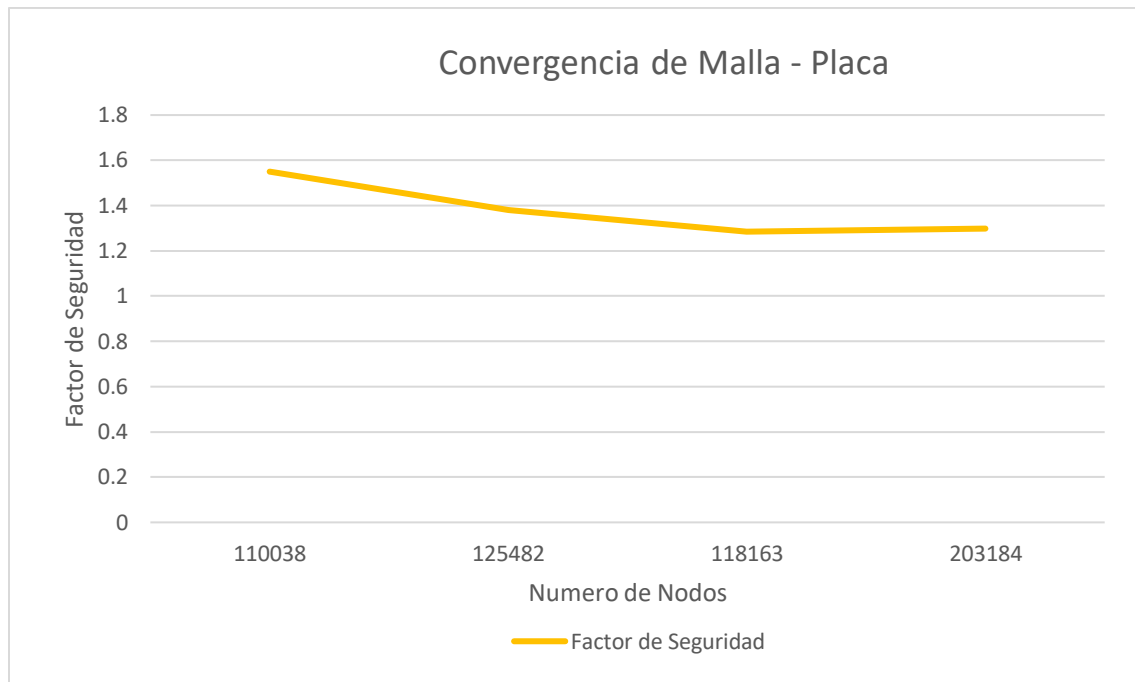


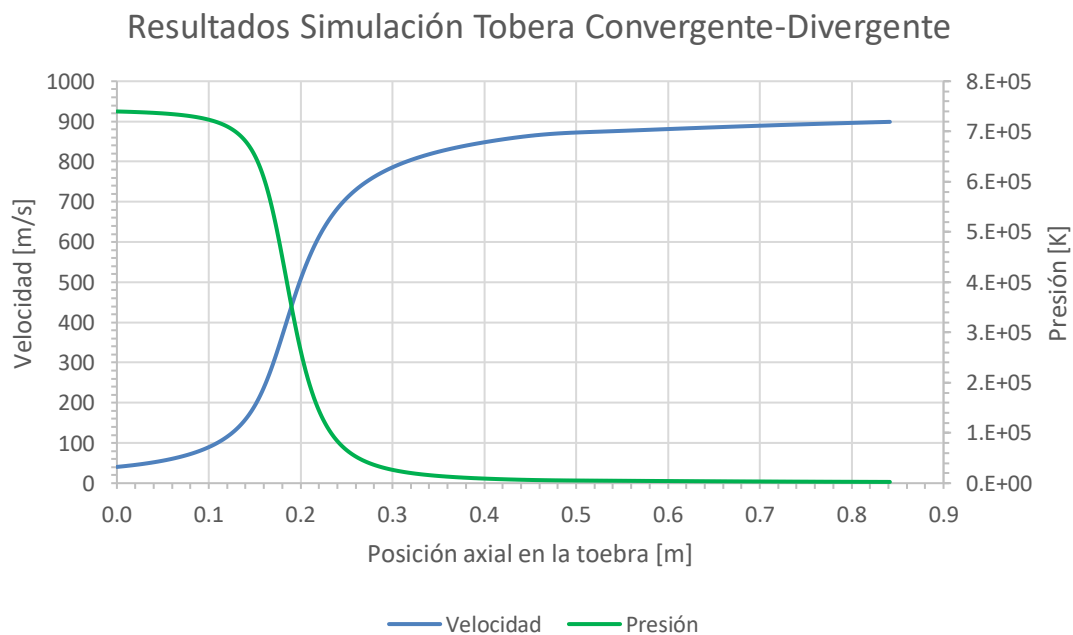
Figura 4.4 Distribución del factor de seguridad en la placa

Se realizó una gráfica de convergencia de malla para verificar que los resultados de la simulación fueran independientes de la cantidad de elementos en la malla. Se puede observar que no existe un cambio significativo luego de refinar la malla entre los 2 últimos puntos de la gráfica.



Gráfica 4.2 Convergencia de malla del análisis de elementos finitos No-lineal aplicado a la placa flexible

Los valores de las presiones promedio fueron calculados a partir de los resultados de las distribuciones de presiones obtenidas en el análisis de C.F.D. ejecutado. La Gráfica 4.3 muestra la distribución de presiones a lo largo de la tobera.



Gráfica 4.3 Distribución de velocidad y presión en la tobera ara la configuración Mach 4.0

Con los valores de presión absoluta y áreas en la región de contracción, la garganta y la expansión inicial de la tobera se calcularon las magnitudes de las fuerzas resultantes y los resultados de los esfuerzos causados por la deformación de la placa, causadas por la incidencia de la presiones.

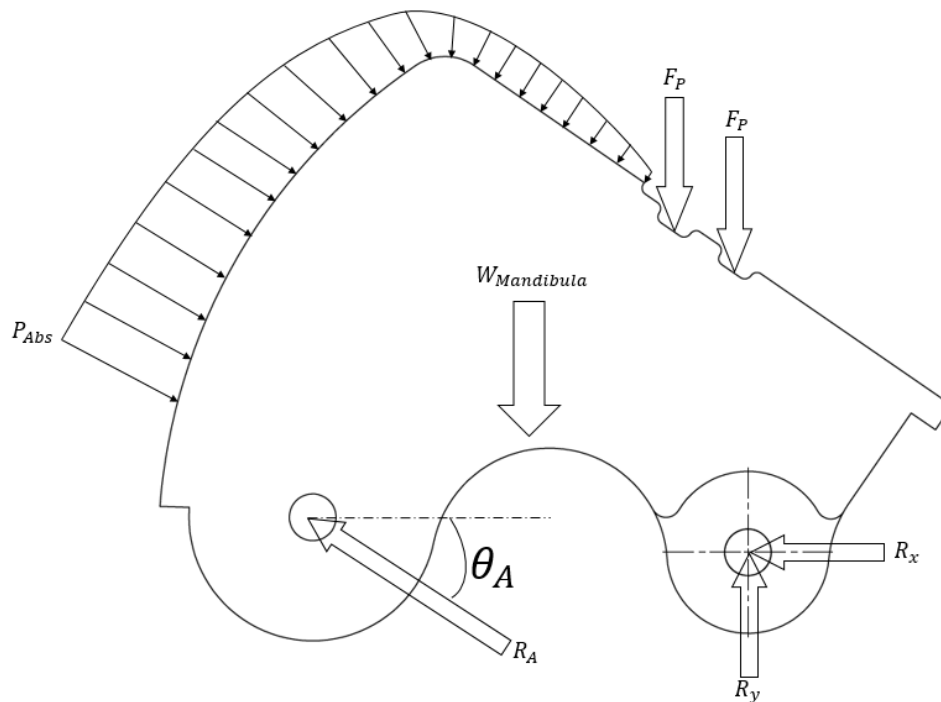


Figura 4.5 Diagrama de cuerpo libre de la mandíbula.

En el anexo 5.3 se presenta una tabla con los valores de las reacciones calculadas para el estado de operación Mach 4.0 que fueron utilizados posteriormente para calcular los diámetros de los pasadores, la capacidad de los tornillos de potencia, las soldaduras de los soportes verticales etc.

Dado el complejo estado de cargas y geometría de la mandíbula rígida, se ejecutó un análisis de elementos para verificar el estado de esfuerzos basado en los valores de presión cargas calculadas sobre las secciones de la misma. La Figura 4.7 muestra el resultado de este análisis.

A continuación se muestran las condiciones de frontera para el análisis no lineal de la placa flexible, Tabla 4.7 y los resultados del análisis (Figura 4.7).

Tabla 4.7 Condiciones de frontera de la mandíbula

Condiciones del Modelo	Tipo	Detalles
Tipo de Análisis	Estático Estructural	
Tipo de Solver	Mechanical APDL	Direct
Condiciones de Frontera	Condición Utilizada	Valor
Región de contacto entre pasadores y mandíbula	Frictionless Support	
Superficies superiores (en contacto con el fluido de pruebas)	Presión estática calculada a partir de las simulaciones de C.F.D	Ver Tabla A.2
Superficies superiores de las ranuras (en contacto con la placa flexible)	Fuerza de reacción calculada a partir del análisis de elementos finitos No-lineal.	Ver Tabla A.2

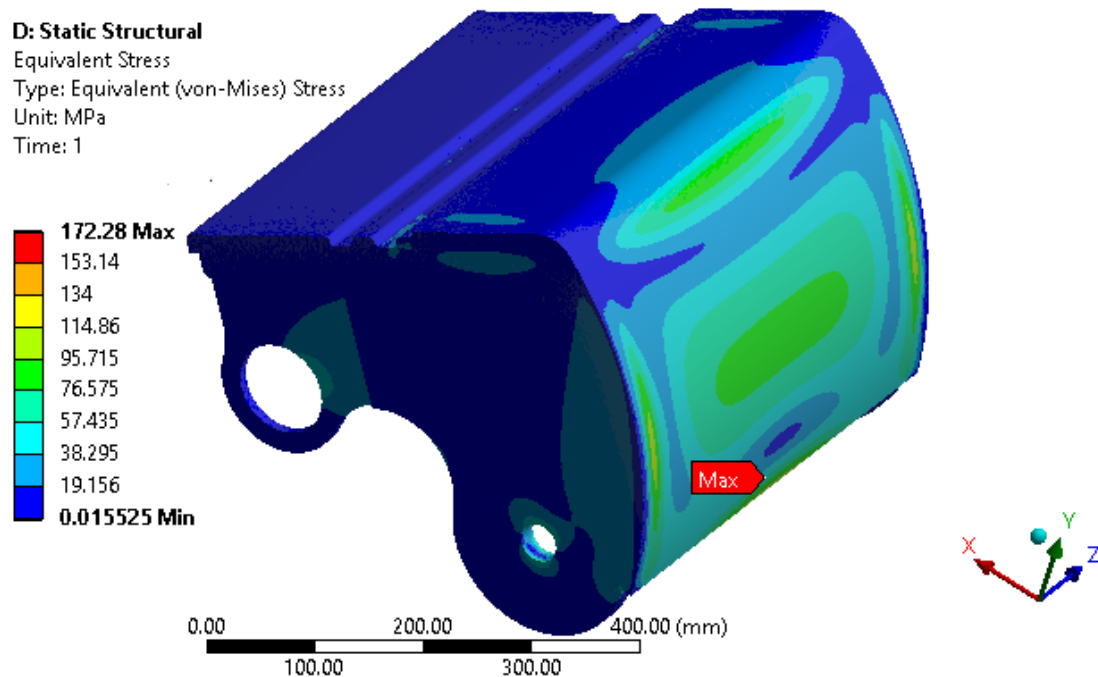
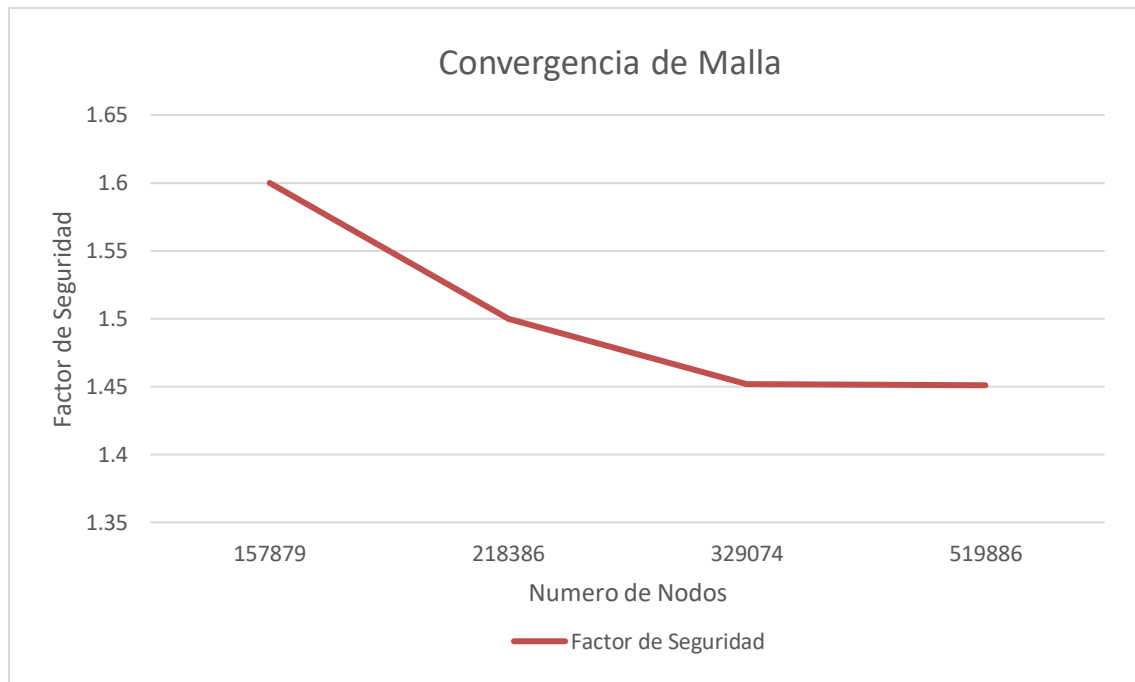


Figura 4.6 Distribución de esfuerzos en la mandíbula rígida como consecuencia de la aplicación de las cargas de operación en la configuración crítica (Mach4.0)

Se realizó una gráfica de convergencia de malla para verificar que los resultados de la simulación fueran independientes de la cantidad de elementos en la malla. Se puede observar que no existe un cambio significativo luego de refinar la malla entre los 2 últimos puntos de la gráfica.



Gráfica 4.4 Convergencia de malla del análisis de elementos finitos aplicado a la mandíbula rígida

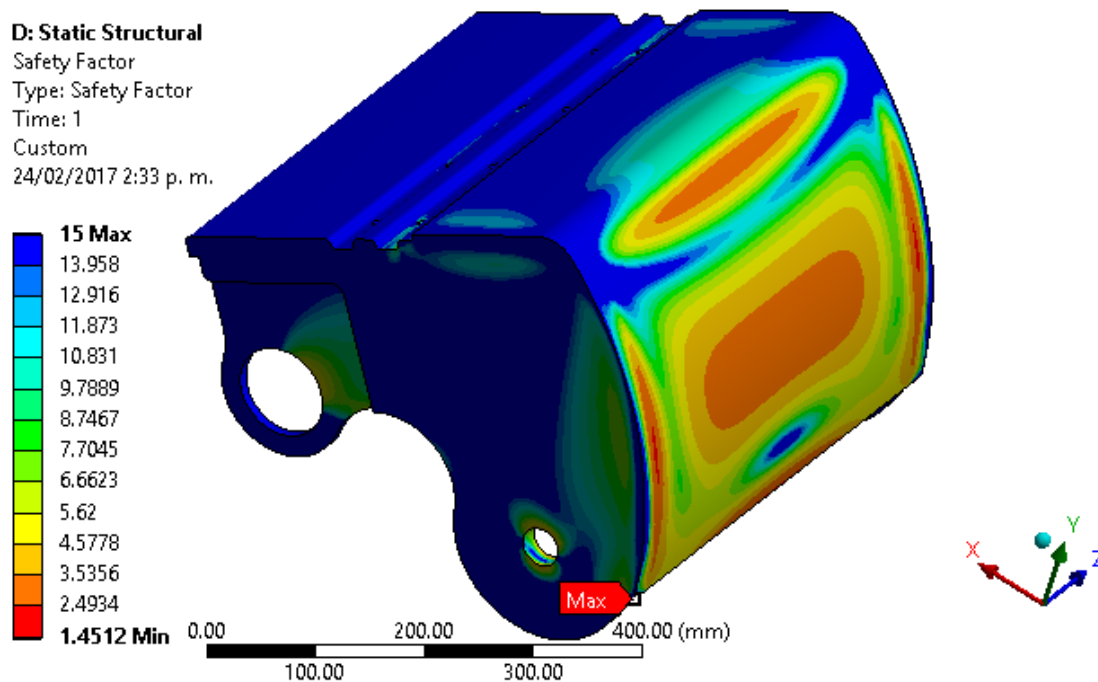


Figura 4.7 Distribución del factor de seguridad en la mandíbula rígida como consecuencia de la aplicación de las cargas de operación en la configuración crítica (Mach4.0)

4.2.2 Selección de componentes

Paredes laterales.

La norma A.S.M.E. para el diseño de recipientes a presión [25] especifica que el espesor mínimo de pared a utilizar en un recinto a presión con las condiciones de operación establecidas será de 1.6 mm excepto para los casos especiales detallados en ella.

Para cerrar el recinto de la tobera C-D se eligió una pared sólida de acero inoxidable AISI 304 de espesor 6.35 mm con un empaque de caucho plano con módulo de elasticidad de 69 MPa . y dureza Shore menor a 75 A para garantizar la suficiente absorción de energía en el sello. Estos componentes son pernados a los patines de las vigas IPE 530 seleccionadas. Con esta información se procede a ejecutar los cálculos de los pernos de unión, verificando que en esta no se presente separación. A continuación se presenta el diagrama de ensamble y el cálculo de los pernos.

Diseño de la conexión principal de la tobera y las cámaras pruebas.

De acuerdo con el diseño de la cámara de pruebas transónica presentado en la referencia [26] se diseñó una conexión tipo brida ubicada en la salida de la tobera. De esta manera, el dispositivo presentado puede ser acoplado al túnel del viento garantizando un sellado hermético y sin pérdidas del fluido de pruebas. El diseño de este elemento se realizó bajo el procedimiento y los criterios establecidos en el parágrafo 4.16 del código A.S.M.E. de recipientes a presión [25].

La norma establece que para conexiones con bridas, los empaques deben estar localizados dentro del círculo de pernos que sella la unión. El diseño debe realizarse tanto para la condición de operación como para la condición de asentamiento del empaque y debe satisfacer los criterios de aceptación para esfuerzos y rigidez de la brida.

El procedimiento de diseño seguido consideró una brida de tipo *circular integral*, que corresponde a una brida fundida, forjada, soldada o atada integralmente a la boquilla, recipiente o tubería; es decir, que es estructuralmente equivalente a una construcción integral. El material seleccionado para su diseño fue el acero forjado SA-182 F11 Clase 1, con un esfuerzo admisible de 138 MPa .

4.3 Planos del modelo

El diseño propuesto para el dispositivo desarrollado en este documento posee una geometría sin discontinuidades, compuesta por un mecanismo sencillo de operar. En el anexo se muestran los planos de detalles de los componentes que conforman el dispositivo y el ensamblaje completo. Cabe recalcar que debido a la vulnerabilidad del fluido a cambios sujetos a las condiciones superficiales de las paredes de la tobera, se debe garantizar un acabado superficial fino (menor a $0.1\text{ }\mu\text{m}$) [28].

4.4 Cálculo de costos

A continuación se presenta el cálculo de costos como una plataforma dependiente de los materiales, actuadores y los posibles procesos de manufactura seleccionados para los

componentes diseñados. Los precios corresponden a cotizaciones realizadas a través de distribuidores nacionales.

<i>Ítem</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Material</i>
Placa	2	Ti 6Al 4V
Mandíbula	2	AISI 304
Tornillo de Potencia 1	4	AISI 304
Tornillo de Potencia 2	4	AISI 304
Pasador 1	2	AISI 304
Pasador 2	2	AISI 304
Paredes laterales	2	AISI 304
Sellos	5	Caucho Plano
Acople sección de pruebas	1	SA-182 F11
Acople cono convergente	2	AISI 1020
Viga IPE bastidor	2	ASTM A572

4.4.1 Proceso de Fabricación

El costo de los proceso de manufactura se estimó con base en los tiempos estimados de entrega y el costo del producto terminado de cada proceso y se agrega una breve descripción del mismo.

	Descripción del proceso	Costo (COP)	Cantidad por Ítem
Mandíbula	Corte en laser de las láminas laterales de la mandíbula.	356.000	2
	Maquinado C.N.C. de Ranuras para soporte del pasador	60.500	2
	Corte de la placa para generar el perfil aerodinámico de la mandíbula.	200.000	1
	Maquinado C.N.C. Ranuras para placa flexible y perforaciones para tornillos.	150.000	2
	Doble de la placa para generar el perfil aerodinámico de la mandíbula.	400.000	1
	Proceso de soldadura Mandíbula.	300.000	1
Placa Flexible	Maquinado C.N.C.	1'462.500	2
	Perforaciones y machuelo	150.000	
Pasador 1	Corte material Normalizado	100.000	2
Pasador 2	Corte material Normalizado	228.000	2
Bastidor	Corte del perfil estructural seleccionado.	210.000	2
	Perforaciones y adecuaciones generales.	200.000	

Soportes	Corte laser de los soportes para mandíbula y accionamientos lineales	172.000	6
	Soldadura de soportes	10.000	
Paredes	Corte lámina para paredes laterales.	312.000	2
	Perforaciones para pernos de agarre y sello	60.000	
Acople Posterior	Corte del aro	1'884.900	1
	Corte tapa para habitáculo	329.600	
	Perforaciones para pernos de agarre y sello	168.000	
	Adecuación soportes para placa flexible	100.000	
Acople Anterior	Corte láminas	137.600	2
	Doblez recibidor cono convergente	30.000	
	Ensamble y soldadura	30.000	
Tornillo de Potencia 1	Costo-Dimensión	561.023	4
	Hardware	150.000	
Tornillos de Potencia 2	Costo-Dimensión	71.670	4
	Hardware	150.000	
Total			13'993.474

4.5 Análisis de fatiga

Para el funcionamiento del túnel trisónico, proyectado a utilizarse como una herramienta del curso de laboratorio de Ingeniería Mecánica, se estima su utilización al menos 4 veces por semestre durante los 2 semestres académicos que opera la universidad cada año. Así, se estima un uso total de 8 veces por año. Asumiendo una vida útil de 50 años (para un total de 400 ciclos) la fatiga en la tobera puede clasificarse como fatiga de bajo ciclaje [16].

Adicionalmente es necesario considerar los efectos de la exposición a bajas temperaturas a las que puede llegar el fluido de pruebas, para esto es necesario instrumentar el túnel y desarrollar ejercicios de calibración para caracterizar las condiciones de operación del dispositivo.

Este objetivo queda fuera del alcance del proyecto dado que implica su fabricación y calibración, por lo que no es posible ejecutarlo a plenitud.

Para mitigar la falla en los componentes de la tobera, es necesario establecer una rutina de inspección que permita verificar la aparición de grietas y realizar el cambio de piezas afectadas.

5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

Se diseñó un dispositivo tobera convergente divergente de geometría adaptable con suficiente flexibilidad geométrica para operar en los regímenes subsónicos y transónico, orientado a integrarse entre los componentes del túnel trisónico de la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Valle.

El dispositivo diseñado tiene la capacidad de adaptar su geometría para alcanzar el conjunto de números de Mach establecido en la Tabla 3.1 basado en las propiedades termodinámicas establecidas en las tablas Tabla 4.1, Tabla 4.2 y Tabla 4.3. Adicionalmente, el dispositivo puede repetir el ejercicio de adaptabilidad geométrica a de manera sencilla sin necesidad de alterar el ensamblaje del dispositivo, optimizando los tiempos de experimentación en el túnel de viento.

Se determinó el estado de carga del dispositivo basado en las condiciones de operación críticas (Mach 4.0) y se diseñaron los soportes y uniones requeridas para garantizar su funcionamiento sin fugas del fluido de pruebas, evitando la falla por fluencia de sus componentes. Se recomendó considerar la fatiga del montaje como fatiga de bajo ciclaje por lo que es necesario establecer un procedimiento de inspección para todo el túnel, que se encentra en la misma condición, para garantizar su correcto funcionamiento y si es necesario su reparación.

Se dibujaron y rectificaron los planos de detalle de los componentes y su ensamblaje con el fin de estimar las dimensiones principales del dispositivo para avanzar con el desarrollo de los demás componentes del túnel de viento.

Se desarrolló una plataforma de costos basada en los componentes diseñados para el funcionamiento del dispositivo. Esta plataforma incluye el costo de materiales, manufactura y tiempo de fabricación estimado, suministrado por proveedores locales de la ciudad de Cali, y puede ser modificada fácilmente de haber cambio en los precios cotizados.

Los resultados del análisis computacional de fluidos permitieron verificar que los perfiles aerodinámicos trazados y generados por el dispositivo no contribuyen a la formación de ondas de choque para las condiciones de operación establecidas. Más aun, corroboran que el método utilizado, sin ser específicamente el método de las características, predice efectivamente el comportamiento del fluido.

5.2 Recomendaciones y Trabajos Futuros

- Es necesario conjugar el diseño de los acoples de la tobera con las demás secciones del túnel de viento, verificando que no exista alguna alteración en el fluido que sea indeseable para los ensayos. Este objetivo puede lograrse a través de ejercicios de calibración e instrumentación, posteriores a la fabricación del dispositivo.

- Se debe diseñar un procedimiento para el montaje que garantice alineación entre la tobera y los demás componentes del túnel.
- Es necesario establecer un procedimiento de inspección periódica y prevención de fallas garantizar la correcta operación del túnel, dado que daños pequeños en las superficies de sus componentes pueden comprometer los resultados de los ensayos.
- Es necesario realizar un análisis estructural del dispositivo que incluya los efectos del empuje causado por la efusión dentro de la tobera, dado que estos pueden comprometer la estabilidad estructural de los demás componentes del túnel de viento.
- Se recomienda la implementación de un sistema de instrumentación para el control de la posición de las mandíbulas rígidas que garantice las alturas de garganta y los ángulos de expansión necesarios para alcanzar los números de mach deseados en las cámaras de pruebas.
- Se recomienda la implementación de un sistema de medición de deformaciones para evitar posibles sobrecargas en la placa flexible.
- Es necesario implementar una rutina de lubricación entre los sellos de las paredes laterales y los componentes móviles del dispositivo. La bibliografía recomienda el uso de grasa de silicona para este fin.
-

Bibliografía

- [1] J. D. Anderson, Fundamentals of Aerodynamics, 2001.
- [2] X. Payán, «El País.com.co,» 18 Abril 2011. [En línea]. Available: <http://www.elpais.com.co/elpais/economia/cluster-aeroespacial-del-valle-levanta-vuelo>.
- [3] T. A. Talay, «Introduction to the Aerodynamics of Fly,» Washington D.C., 1975.
- [4] J. Green y J. Quest, «A short history of the European Transonic Wind Tunnel ETW,» *Progress in Aerospace Sciences*, nº 47, 2011.
- [5] J. D. Anderson, Modern Compressible Flow with historical perspective, 1990.
- [6] E. Gamble, D. Terrell y R. DeFrancesco, «Nozzle Selection and Design Criteria,» de *40TH AIAA/ASME/SAE/ASEE JOINT PROPULSION CONFERENCE AND EXHIBIT*, 2004.
- [7] The Federal Research Division, «Wind Tunnels of the Western Hemisphere,» Washington D.C., 2008.
- [8] Y. A. Çengel y M. A. Boles, Termodinámica, McGraw-Hill, 2006.
- [9] G. P. Sutton, Rocket Propulsion Elements, 2010.
- [10] John Hopkins University. Applied Physics Laboratory, Handbook of Supersonic Aerodynamics, Silver Springs, 1961.
- [11] R. Vos y S. Farokhi, Introduction to Transonic, New York: Springer, 2015.
- [12] H. Shames y F. Seashore, «Design Data for Grafical Construction of Two-Dimensional Sharp-Edge-Throat Supersonic Nozzles,» Washington, 1948.
- [13] J. Xu, P. Chen, F. Wu, X. Feng y Q. Yang, «Design and implementation of rigid-flexible coupling for a half-flexible single jack nozzle,» *Chinese Journal of Aeronautics*, p. 6, 2016.
- [14] Z. Xiaowei y J. Yang, «Inverse problem of elastica of a variable-arc-length beam subjected to a concentrated load,» Springer-Verlag, 2005.
- [15] P. P. Milella, Fatigue and Corrosion in Metals, Milan: Springer, 2013.
- [16] R. Budynas y K. Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica, McGraw-Hill, 2008.
- [17] ELSEVIER, Desing Engineering Manual, Oxford: ELSEVIER, 2010.

- [18] G. P. Sutton, *Rocket Propulsion Elements*, 2010.
- [19] C. A. Syvertson y R. C. Savin, «The Design of Variable Mach Number Asymmetric Supersonic Nozzles By Two Procedures Employing Inclined and Curved Sonic Lines,» 1953.
- [20] D. Satish y R. Anatol, «A Flexible Nozzle for a Small Supersonic Wind Tunnel».
- [21] J. L. Dozier, «Determination of the Operating Characteristics of a Variable Mach Number Supersonic Wind Tunnel,» 1964.
- [22] J. B. McGarry, «The Development of a Variable-Mach Number Effuser,» London, 1958.
- [23] J. Evvard y W. DeMarquis, «Investigation of a Variable Mach Number Supersonic Tunnel With Non-intersecting Characteristics,» Cleveland, 1948.
- [24] D. Pierce, «A Simple Flexible Supersonic Wind Tunnel Nozzle for the Rapid Accurate Variation of Flow Mach number,» Londres, 1967.
- [25] A.S.M.E., «2010 A.S.M.E. Boilers & Pressure Vessel Code,» Nueva York, 2011.
- [26] I. Valencia, «Diseño de una Cama Transónica para un Tunel de Viento Trisónico,» Cali, 2016.
- [27] e. a. +. A. L.T.D.A., «SEGUNDA ETAPA DEL PLAN DE DESARROLLO FISICO DE LA FACULTAD DE INGENIERIAS DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE,» Cali.
- [28] G. P. P. S. A. S. S. d. I. H. H. Bottini, Design and qualification of a supersonic wind tunnel for induced boundary layer transition research, Turbomachinery and Propulsion Department von Karman Institute for Fluid Dynamics, and Department of Fluid Mechanics Polytechnic University of Catalonia.
- [29] F. Macklin y C. Grainger, «New Applications for Hybrid Propulsion,» de *AIAA/ASME/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*, Huntsville, USA, 2003.
- [30] A. E. Puckett, «Supersonic Nozzle Design,» *Journal of Applied Mechanichs*, vol. 13, nº 4, 1946.
- [31] L. Prandtl y A. Busemann, «Näherungsverfahren zur zeichnerische Ermittlung von ebenen Strömungen mit Überschallgeschwindigkeit,» 1929.
- [32] M. Al-Ajlouni, «An Automaic Method for Creating the Profile of Supersonic Convergent-Divergent Nozzle,» *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, vol. 4, nº 3, 2010.

- [33] «Camara de Comercio de Cali,» 15 12 2011. [En línea]. Available: <http://www.ccc.org.co/articulos-revista-accion/ediciones/138/7173/cluster-aeroespacial-del-valle-ya-es-una-realidad.html>.
- [34] Z. M. Jawor, «Aerodynamic and Mechanical Tests of a Model of a Variable Mach Number Nozzle,» Londres, 1963.

Anexo A. Ampliación: Ecuaciones Características y de Compatibilidad

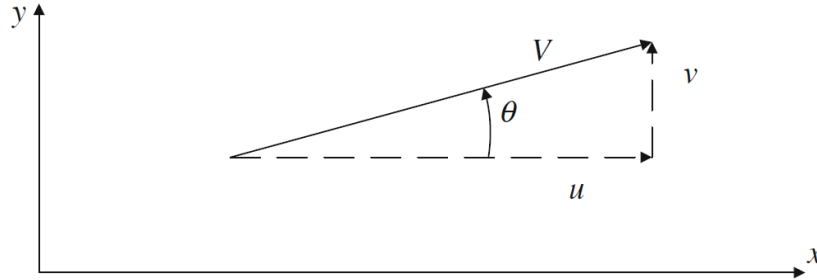


Figura A.1 Descomposición del vector velocidad

A partir de la expresión de las ecuaciones de la mecánica de fluidos en el sistema de coordenadas cartesiano y la aplicación la teoría de las características se obtienen dos familias de líneas características determinadas por las siguientes ecuaciones de compatibilidad:

$$d\theta = \pm \sqrt{M^2 - 1} \frac{dV}{V} \quad \text{A.1}$$

El término $\pm \sqrt{M^2 - 1} \frac{dV}{V}$ es conocido como la Diferencial de Prandtl-Meyer $d\nu$. Las ecuaciones de compatibilidad a lo largo de las dos líneas características se reducen a:

$$d\theta \pm d\nu = 0$$

Integrando, se obtienen las 2 condiciones algebraicas de compatibilidad constantes a lo largo de ψ^+ y ψ^- con constantes de integración K_+ y K_- respectivamente. Las 2 ecuaciones de compatibilidad son:

$$\theta - \nu = K_+ \quad \text{Constante a lo largo de la línea Característica } \psi^+$$

$$\theta + \nu = K_- \quad \text{Constante a lo largo de la línea Característica } \psi^-$$

Por lo tanto, a partir de una línea de datos inicial en flujos supersónicos bidimensionales, se establecen tanto las direcciones características locales como las constantes K_+ y K_- a lo largo de esas características. Aunque las direcciones características cambian a medida que avanzamos en la dirección del flujo, las constantes que establecidas a partir de la línea de datos inicial, permanecen iguales.

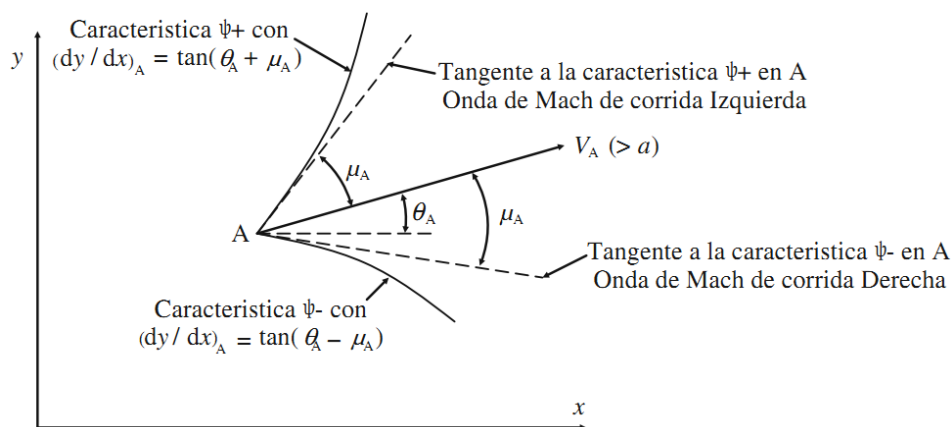


Figura A.2 Característica positiva y característica negativa

Anexo B. Análisis estático No-Lineal

Los estudios estáticos suponen que las cargas son constantes o se aplican muy lentamente hasta que alcanzan sus valores completos. Debido a esta suposición, la velocidad y aceleración de cada partícula del modelo se supone nula. Como resultado, los estudios estáticos desprecian las fuerzas de inercia y amortiguación. El análisis estático lineal supone que las relaciones entre las cargas y la respuesta inducida es lineal. Por ejemplo, si duplica la magnitud de las cargas, la respuesta (desplazamientos, deformaciones unitarias, tensiones, fuerzas de reacción, etc.) también se duplica.

En el caso del análisis estático no lineal, el tiempo es una pseudo-variable, es decir; describe a qué niveles de carga se busca la solución. Sólo para modelos de material de fluencia y visco-elásticos, el tiempo tiene valores reales. En el caso del análisis dinámico no lineal, el tiempo es una variable real. El control de desplazamiento usa la curva que está asociada sólo con los GDL de control. El método de control de longitud de arco no utiliza ninguna curva de tiempo.

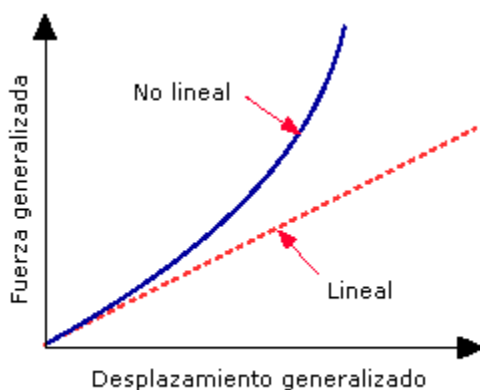


Figura A.3 Variación de los resultados del análisis lineal respecto del análisis no-lineal

El análisis lineal se basa en las suposiciones estáticas y de linealidad y, por lo tanto, es válido siempre y cuando dichas suposiciones sean válidas. Cuando falla una de estas

suposiciones (o más), el análisis lineal produce predicciones incorrectas y se debe utilizar el análisis no lineal para modelar las no linealidades.

La suposición de linealidad es verdadera si: Todos los materiales del modelo cumplen con la Ley de Hook, es decir $\sigma = E\epsilon$. Algunos materiales presentan dicho comportamiento sólo si las deformaciones unitarias ϵ son pequeñas. Al aumentar las deformaciones unitarias, las relaciones tensión-deformación unitaria se tornan no lineales. Un modelo de material es una simulación matemática del comportamiento de un material. Se dice que un material es lineal si sus relaciones tensión-deformación unitaria son lineales, es posible utilizar el análisis lineal para analizar modelos con materiales lineales suponiendo que no haya otros tipos de no linealidades. Los materiales lineales pueden ser isotrópicos, ortotrópicos o anisotrópicos. Siempre que un material del modelo presenta un comportamiento tensión-deformación unitaria no lineal bajo la carga especificada, debe utilizarse el análisis no lineal.

No linealidades de material

Otra fuente importante de no linealidades deriva de la relación *no lineal* entre la tensión y la deformación unitaria que ha sido reconocida en varios comportamientos estructurales. Varios factores pueden causar que el comportamiento del material sea no lineal, la dependencia de la relación tensión-deformación unitaria del material en el historial de carga (como en el caso de los problemas de plasticidad), la duración de la carga (como en el caso del análisis de fluencia) y la temperatura (como en el caso de la termo plasticidad) son algunos de estos factores. Esta clase de no linealidades, conocidas como *no linealidades materiales*, puede idearse para simular dichos efectos que son pertinentes a aplicaciones diferentes a través del uso de relaciones constitutivas.

No linealidades geométricas:

En el análisis de elementos finitos no lineales, una fuente principal de no linealidades se debe al efecto de *grandes desplazamientos* en la configuración geométrica general de las estructuras. Cuando estas son sometidas a grandes desplazamientos, pueden tener cambios significativos en su geometría debido a las deformaciones inducidas por la carga que pueden causar que la estructura responda de forma no lineal en un modo de rigidización y/o ablandamiento.

Las no linealidades geométricas se refieren a las no linealidades en una estructura o componente debido a la variación de la geometría a medida esta se deflecta, es decir, la matriz de rigidez $[K]$ es función de los desplazamientos $[u]$. La rigidez Cambia porque la forma cambia y/o el material gira. Los cálculos de rigidez de matriz pueden repetirse en cada paso de la solución. Ansys puede representar 4 tipos de No Linealidades Geométricas:

1. **Grandes Deformaciones:** El programa supone que las deformaciones ya no son infinitesimales (son finitas). Los cambios de forma (por ejemplo, área, espesor, etc.) también son considerados. Las deflexiones y rotaciones pueden ser arbitrariamente grandes.
2. **Grandes Rotaciones:** El programa asume que las rotaciones son grandes pero las deformaciones mecánicas (las que causan los esfuerzos) se evalúan utilizando expresiones linealizadas. Se supone que la estructura no cambia de forma excepto por los movimientos de cuerpo rígido. Los elementos de esta clase hacen referencia a la configuración original.

3. **Esfuerzo de Rigidización:** El programa asume que tanto los esfuerzos como las rotaciones son pequeñas. Una aproximación de primer orden a las rotaciones se utiliza para capturar algunos efectos de rotación no lineal.
4. **Ablandamiento Centrifugo:** El programa también supone que tanto las deformaciones y las rotaciones son pequeñas. Esta opción explica el acoplamiento entre el movimiento vibratorio transversal y la fuerza centrífuga debido a una velocidad angular.

A continuación se revisará en profundidad la teoría referente al Caso que ocupa este documento.

Profundización: Análisis estático No Lineal para la conformación del Perfil Aerodinámico

- **Grandes deformaciones:** Cuando las deformaciones en un material exceden más de un cierto porcentaje, los cambios geométricos generados como consecuencia de dicha deformación ya no puede ser ignorados. Los análisis que incluyen este efecto se denominan análisis de **deformaciones finitas**.

En el análisis de elementos finitos lineal se asume que los desplazamientos del conjunto de elemento finitos son infinitesimalmente pequeños y que el material es linealmente elástico. Adicionalmente, se asume que la naturaleza de las condiciones de borde permanece invariable durante la aplicación de las cargas. Con estas suposiciones, las ecuaciones de equilibrio de elementos finitos para un análisis estático son $KU = R$.

Esta ecuación corresponde a un análisis estructural lineal, dado que la respuesta de los desplazamientos U son una función lineal del vector de cargas aplicadas R . El hecho de que los desplazamientos deban ser pequeños entra en la evaluación de la matriz K y el vector de carga R dado que todas las integraciones se han llevado a cabo sobre el volumen original de elementos finitos y las matrices de esfuerzo-deformación de cada elemento se asumieron constantes e independientes de los desplazamientos. Se asume que el comportamiento del material es elástico lineal dado el uso de matrices de constante de esfuerzo-deformación. Así, se pueden utilizar las suposiciones básicas utilizadas en el **análisis Lineal**, para generar la definición de **análisis No Lineal** y también para categorizar los diferentes análisis No lineales. La Tabla A.1 diferencia los análisis No Lineales por efectos materiales y los No Lineales por efectos cinemáticos

Tabla A.1 Tipos de análisis no-lineal

Tipo de Análisis	Descripción	Formulación Utilizada	Mediciones de Esfuerzo y Deformación
<ul style="list-style-type: none"> ▪ <i>No Linealidad Material Únicamente</i> 	Los desplazamientos y deformaciones infinitesimales; la relación esfuerzo-deformación es No Lineal	Material-No Lineal únicamente (MNO)	Esfuerzo y Deformación de Ingeniería
<ul style="list-style-type: none"> ▪ <i>Grandes Desplazamientos</i> ▪ <i>Grandes Rotaciones</i> ▪ <i>Pequeñas Deformaciones</i> 	Los desplazamientos y rotaciones de las fibras son grandes, pero las extensiones y cambios angulares entre fibras son pequeñas; la relación esfuerzo-deformación puede ser Lineal o No Lineal	Lagrangiano Total (TL)	<ul style="list-style-type: none"> • Segundo esfuerzo de Piola-Kichhoff • Deformación de Green-LaGrange
		Lagrangiano Actualizado (UL)	<ul style="list-style-type: none"> • Esfuerzo de Cauchy • Deformación de Almansi
<ul style="list-style-type: none"> ▪ <i>Grandes Desplazamientos</i> ▪ <i>Grandes Rotaciones</i> ▪ <i>Grandes Deformaciones</i> 	Las extensiones y cambios angulares entre fibras son grandes, los desplazamientos y rotaciones también pueden ser largos; la relación esfuerzo-deformación puede ser Lineal o No Lineal	Lagrangiano Total (TL)	<ul style="list-style-type: none"> • Segundo esfuerzo de Piola-Kichhoff • Deformación de Green-LaGrange
		Lagrangiano Actualizado (UL)	<ul style="list-style-type: none"> • Esfuerzo de Cauchy • Deformación Logarítmica

Anexo C. Análisis de cargas

A continuación se muestra el diagrama de cuerpo libre de la mandíbula en condiciones de operación para Mach 4.0. La Tabla A.2 muestra los valores de las reacciones R_x , R_y y R_a basados en los análisis de sumatoria de fuerzas en las direcciones

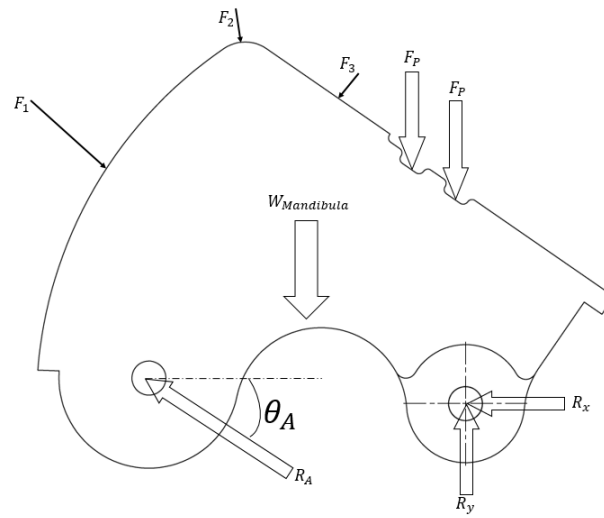


Figura A.4 Diagrama de cuerpo libre de la mandíbula

Tabla A.2 Reacciones calculadas a partir del diagrama de cuerpo libre de la mandíbula.

	<i>Presión (Pa)</i>	<i>Área de Incidencia (m²)</i>	<i>Fuerza (N)</i>	<i>Inclinación θ (Grados)</i>	<i>Componente horizontal F_x</i>	<i>Componente vertical F_y</i>	<i>Distancia horizontal al centro de giro x (m)</i>	<i>Distancia vertical al centro de giro y (m)</i>	<i>Momento de la fuerza $F_x \cdot y$ (N · m)</i>	<i>Momento de la fuerza $F_y \cdot x$ (N · m)</i>
F_1	729779	0.136	-99249.94	34.53	81765.03	-56258.60708	0.33	0.23	-18536.13	18537.21
F_2	317436	0.021	-6666.16	1.54	179.15	-6663.748227	0.22	0.33	-59.19	1434.70
F_3	40152	0.07	-2810.64	57.11	-1526.26	-2360.135594	0.14	0.29	-437.73	322.39
F_p	-	-	7978.00	-	0.00	-7978.00	0.06	0.22	0.00	470.70
R_a	-	-	6927.31	70.7	-2289.576	6538.00	0.30	0.01	33.43	-1933.94
W	-	-	-925.10	90	0.00	-925.1	0.18	0.17	0.00	166.33
R_x	-	-	78128.35	-	78128.35	0	0.00	0.00	0.00	0.00
R_y	-	-	67647.59	-	0.00	67647.59	0.00	0.00	0.00	0.00

Anexo D. Cálculo de acoples

En la brida, esquematizada en la Tabla A.6, se propone una geometría inicial para la cual se fijaron las distintas dimensiones requeridas en el diseño. Dichas dimensiones son listadas en la Tabla A.3. Los empaques se diseñaron con un diámetro externo de 0.98 m y un diámetro interno de sección cuadrada de $50 \times 50\text{ cm}$, esto con el fin de sellar el espacio entre el habitáculo y la sección de pruebas y la tobera. La presión de diseño utilizada fue la máxima de 223 KPa que se presenta en el habitáculo de la sección de pruebas transónico [26]

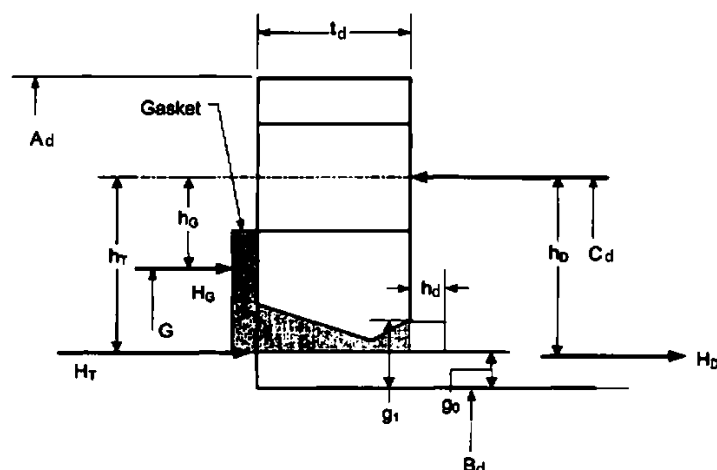


Figura A.5 Esquema del diseño de la brida

Diámetro de agujero	B_d	0.91905
Diámetro circulo de pernos	C_d	1.021
Diámetro exterior	A_d	1.099
Espesor	t_d	0.08
Espesor del cubo en el extremo grande	g_1	0.02647
Espesor del cubo en el extremo pequeño	g_0	0.009525
Longitud del cubo	h_d	0.03
Número de pernos		28

Tabla A.3 Parámetros geométricos para el diseño de las bridas de conexión.

Con los factores de esfuerzo, determinados de las tablas 4.16.4 y 4.16.5 de la norma A.S.M.E. se calcularon las fuerzas en la brida correspondientes a: la fuerza final total hidrostática $H_{Hidrostática}$, la fuerza final total hidrostática en el área dentro de la brida HD , la fuerza en el empaque para la condición de operación HG y la diferencia entre la fuerza final total hidrostática y la fuerza final total hidrostática en el área dentro de la brida HT . Empleando las ecuaciones A.2 y A.3 se calcularon los momentos de la brida para la condición de operación y la condición de asentamiento del empaque, respectivamente.

$$M_o = abs[(HD * hD + HT * hT + HG * hG) * Bsc] \quad A.2$$

Donde h_D , h_T y h_G son los brazos de las fuerzas, B_{sc} el factor de corrección por espaciado de los pernos.

$$M_g = \frac{W_g(C_d - G) * B_{sc}}{2} \quad A.3$$

Los esfuerzos en la brida correspondientes a: el esfuerzo en el cubo σ_H , el esfuerzo radial σ_R y el esfuerzo tangencial σ_T , calculados tanto para la condición de operación como para la condición de asentamiento del empaque a partir de los momentos determinados, se presentan en la Tabla A.4. Dichos esfuerzos fueron validados para el diseño con los criterios de aceptación de esfuerzo y rigidez establecidos en la norma, en las tablas 4.16.9 y 4.16.10 del código ASME para recipientes a presión, respectivamente.

	Esfuerzos [KPa]			Índice de rigidez
	σ_H	σ_R	σ_T	J_d
Condición de operación	32625,9	1793,95	11298,6	0,15
Condición de asentamiento del empaque	108668	5975,16	37632,4	0,51

Tabla A.4 - Valores de esfuerzos en la brida e índice de rigidez.

Para completar el diseño se calculó el espesor mínimo de la cabecera (tapa de cierre del habitáculo), que debe ser provisto por la brida de conexión de los componentes del túnel que acoplan con la cámara. Según lo especifica la norma A.S.M.E. en el párrafo 4.6.2.3 el espesor mínimo de una cabecera plana circular atada con pernos corresponde al expresado en la ecuación A.4

$$t_c = \max[t_{co}, t_{cg}] \quad A.4$$

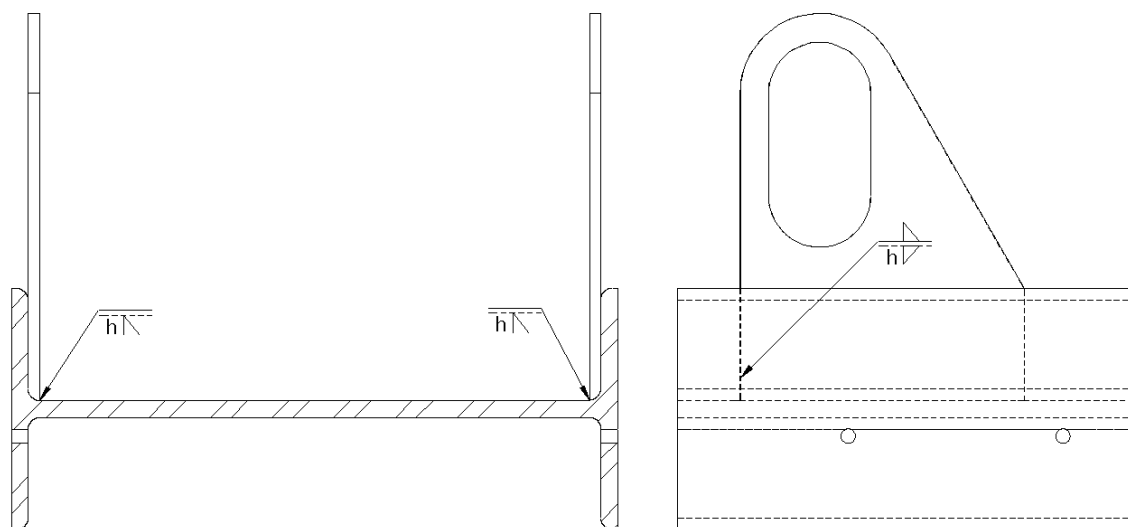
Donde t_{ho} es el espesor mínimo requerido para la condición de operación, calculado mediante la ecuación A.5 y t_{hg} el espesor mínimo requerido para la condición de asentamiento del empaque definido por la ecuación A.6

$$t_{ho} = d_{hext} \sqrt{\frac{C_c * P}{S_{co} * E_c} + \frac{1.9W_o * hG}{S_{co} * E_c * d_{hext}^3}} \quad A.5$$

$$t_{hg} = d_{hext} \sqrt{\frac{1.9W_g * hG}{S_{cg} * E_c * d_{hext}^3}} \quad A.6$$

El parámetro C_c corresponde al factor empleado para cabeceras circulares de conexión perna, cuyo valor es de 0.3. El material asumido para la cabecera fue el acero forjado seleccionado para las bridas, con el fin de mantener la consistencia del diseño. El valor del factor de junta por soldadura para dicho material es de 1 y los esfuerzos admisibles para la condición de operación y de asentamiento del empaque son respectivamente 121 MPa y 138 MPa; asumiendo como temperatura de operación la temperatura de diseño 115°C y como temperatura de asentamiento, la temperatura ambiente. El espesor mínimo requerido calculado fue de 0.033 m.

Anexo E. Cálculo de soldadura para los soportes de la mandibular.



Para el soporte de la mandíbula en posición, se utilizaron soportes de acero SAE 1020 unidos a la viga IPE 530 con cordones de soldadura como indica la figura. Utilizando los valores de las cargas calculados en la Tabla A.2 se calcularon los cordones necesarios y el esfuerzo de fluencia mínimo S_{sy} del material de aporte requerido para obtener un factor de seguridad ≥ 3 según lo reporta Shigley en [16].

Para el caso de los apoyos laterales con 3 cordones de soldadura se tiene:

Numero de Soportes	Altura de los cordones (mm)	S_{sy} Mínimo (MPa)
2	5	249.8

Se puede concluir que la configuración de 2 soportes laterales con 3 cordones de soldadura es suficiente para soportar la carga de operación crítica establecida.

Anexo F. Cálculo de pasadores y pernos

A continuación se presenta el cálculo de los pasadores de conexión entre la mandíbula rígida y los tornillos de potencia y los pernos de sello de las paredes laterales y la unión de la mandíbula. Se seleccionó como material el AISI 304L por sus propiedades mecánicas y su disponibilidad comercial. La tabla muestra las propiedades preliminares para el cálculo de los pasadores

Calculo de pasadores

Tabla A.5 Valores preliminares para el cálculo de los Pasadores

Pasador N°	F (kN)	Mmax (kN · m)	F.S.	Su AISI 304
1	103	1.835	2	5.64E+08
2	7	1.664	2	5.64E+08

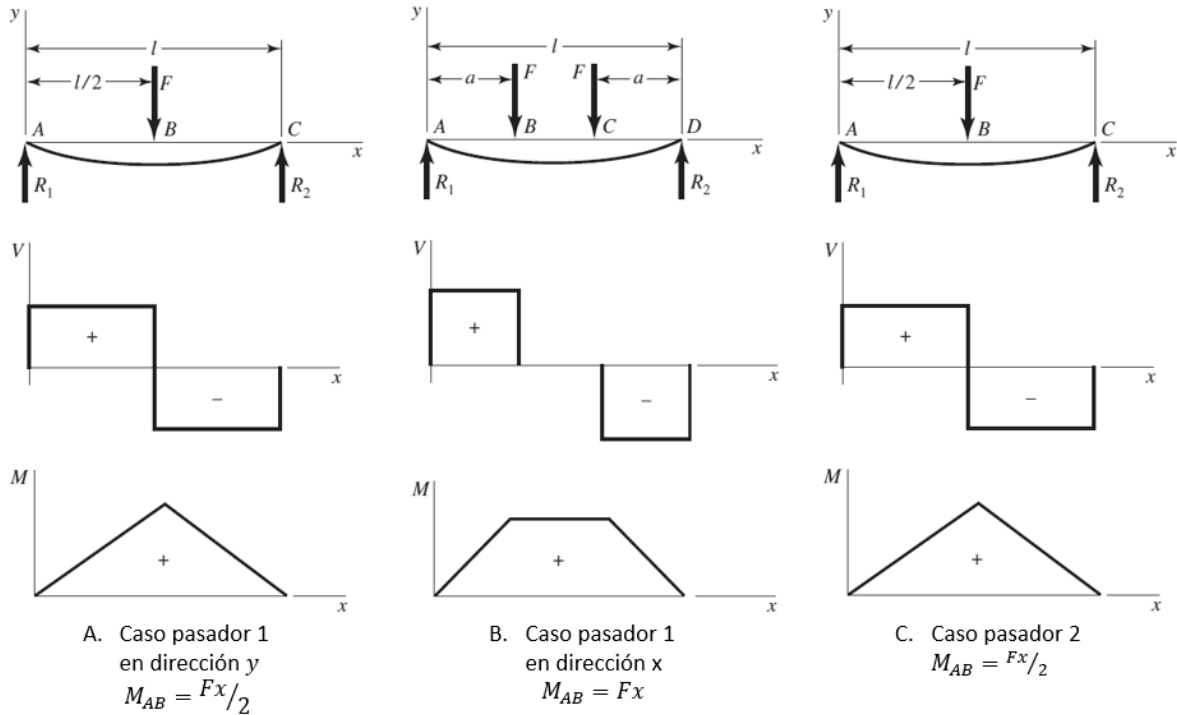


Figura A.6 Casos de diseño para los pasadores

El momento de inercia I se define como $I = \pi\phi^4/64$ donde ϕ es el diámetro del pasador. La distancia al eje Neutro se define como 0.5ϕ .

Para las configuraciones establecidas en la Tabla A.5 Valores preliminares para el cálculo de los Pasadores Tabla A.5 y la Figura A.6 se obtuvieron diámetros de diseño para los pasadores 1 y 2 de 3.5" y 1.75" respectivamente

Calculo de pernos

Los pernos utilizados para sellar las paredes laterales del dispositivo tienen la configuración mostrada en la Figura A.7.

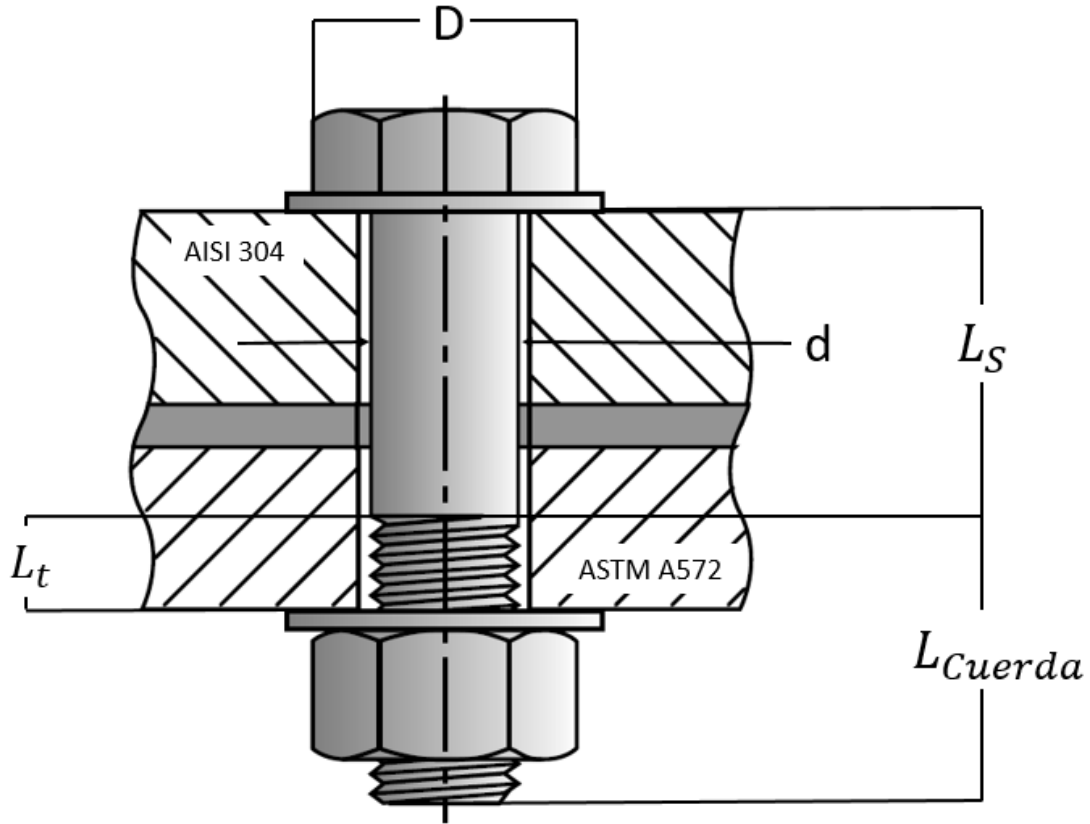


Figura A.7 Configuración de la unión pernada de las paredes laterales (No confinado)

$n_0 = \frac{F_i}{P(1 - c)}$	A.7
------------------------------	-----

n_0 se define como el factor de seguridad contra separación de la unión. F_i es la precarga del perno que se establece como $F_i = 0.75F_p$. F_p es el producto del área a tensión A_t por la resistencia de prueba S_p . La constante de rigidez C de la unión se define como:

$C = \frac{K_b}{K_b + K_m}$	A.8
-----------------------------	-----

Donde K_b es la rigidez del perno definida como: $K_b = E_b A_t A_b / (A_b L_t + A_t L_s)$ y K_m es la rigidez de la unión definida como:

$\frac{1}{K_m} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_{Empaque}} + \frac{1}{K_2}$	A.9
---	-----

La rigidez de los materiales implicados en la unión K_1 , $K_{Empaque}$ y K_2 se definen como:

$\frac{1}{K_1} = \frac{l_1}{A_m E_1}, \quad \frac{1}{K_{Empaque}} = \frac{l_{Empaque}}{A_m E_{Empaque}}, \quad \frac{1}{K_2} = \frac{l_2}{A_m E_2}$	A.10
---	------

Donde A_m se define como $A_m = 0.25\pi(D^2 - d^2)$.

Elemento	Materia	E (kpsi)	I (mm)
Pared	AISI 304	28000	6,35
Sello	Caucho Plano	10	15
Bastidor	ASTM 572	27000	16
Perno	SAE 5.2	30000	-

Tabla A.6 Propiedades y longitudes de los materiales de la unión de las paredes laterales

Utilizando las ecuaciones dadas y las propiedades indicadas en la Tabla A.6 se determinó que un arreglo de diez pernos de ½ pulgada UNC de 2 pulgadas de longitud proporcionaban un factor de seguridad aceptable para los criterios de la unión.

Para el cálculo de los pernos de unión de la mandíbula y la placa se usó una configuración similar a la de la Figura A.7, siendo en este caso los materiales de la unión descritos en la Tabla A.7. Se iteró con el valor de L_t , que corresponde a la longitud roscada dentro de la placa, y con el diámetro de los tornillos, conservando el material de los tornillos previamente calculados. Como resultado, se seleccionaron tornillos de ½ pulgada UNC de ¾ de pulgada de longitud, donde la longitud roscada es de 9mm, es decir en la placa.

Elemento	Materia	E (kpsi)	I (mm)
Mandíbula	AISI 304	28000	10
Placa	Ti 6Al 4V	58000	9

Tabla A.7 Propiedades y longitudes de los materiales de la unión placa-mandíbula

Anexo G. Criterios de selección tornillos de Potencia

El catálogo de *Roton* permite seleccionar referencias de tornillos de potencia basados en la carga máxima estimada de operación. Con este valor, se selecciona el tornillo de carga máxima más cercano al valor de operación. La Tabla A.8 muestra las propiedades de los tornillos de potencia seleccionados.

Tornillo N°	Carga Máxima (kN)	Carga Máxima de selección (kN)	Diámetro Seleccionado (mm)	Costo (COP/m)
Tornillo 1	78.1	80.1	48	1'402.559
Tornillo 2	6.9	8.9	16	716.700

Tabla A.8 Propiedades tornillos de potencia seleccionados

Esbeltez mecánica λ : Se utiliza para definir si el vástago de tornillo de potencia puede sufrir pandeo. Se define como:

$$\lambda = \frac{L_p}{\sqrt{I/A_T}} \quad \text{A.11}$$

Donde I es el momento de inercia de la sección transversal y A_T es el área de la sección transversal del núcleo del tornillo. La longitud de pandeo L_P se define como $L_P = \eta L$ para el caso de un tornillo de potencia con apoyos fijos en ambos extremos $\eta = 0.5$ y para apoyos basculantes en ambos extremos $\eta = 1$.

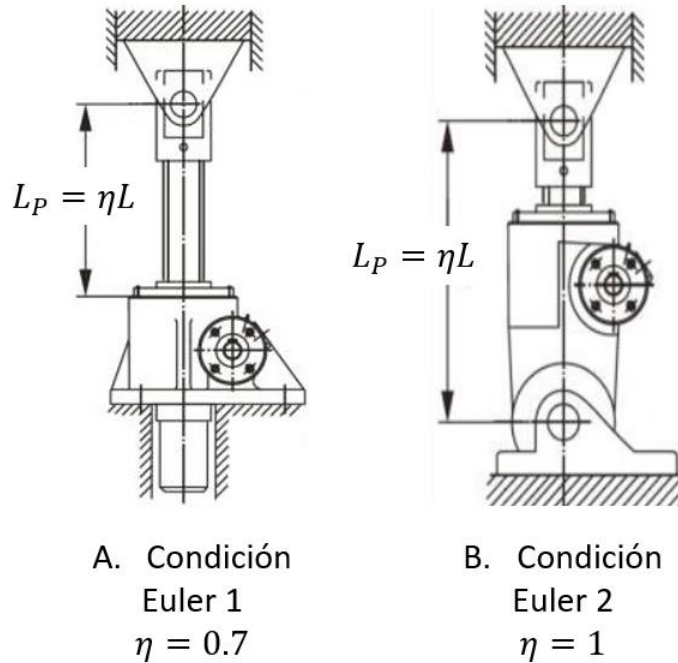


Figura A.8 Longitudes de pandeo L_P para los tornillos de potencia en las condiciones de acople

Para que no se produzca pandeo en el tornillo de potencia, se debe cumplir que $\lambda < 89$. La carga crítica viene limitada por la resistencia mecánica a la compresión S_y . El esfuerzo normal sobre el tornillo está definido como $\sigma = F/A_T$. Se establece el margen de seguridad recomendado para la selección de tornillos de potencia como:

$$S_y / \sigma = 3 \quad \text{A.12}$$

Condición de Irreversibilidad: Es importante que el mecanismo no presente retroceso como consecuencia de la aplicación de cargas sobre los eslabones del dispositivo (en este caso, la mandíbula). Para evitar que un tornillo de potencia presente retroceso, se establece que la tangente del ángulo de hélice de la rosca del tornillo α sea menor que el coeficiente de rozamiento entre la tuerca y el tornillo es decir:

$$\mu > \tan \alpha \quad \text{A.13}$$

Donde $\mu = 0.5$ para el coeficiente de fricción entre superficies de acero y

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{L}{\pi D} \right) \quad \text{A.14}$$

Tornillo N°	Ø Mayor (mm)	Ø Menor (mm)	Long. Efectiva (mm)	Lp (mm)	Inercia (mm)	Área transv. (m²)	λ	σ (MPa)	Sy (Mpa)	F.S.	mm/rev	α	tan α
1	48	38.02	0.08	0.08	1.0E-07	1.1E-03	8.4	6.0E+07	215	3.6	7.9	3.3	0.058
2	24	17.755	0.35	0.24	4.9E-09	2.5E-04	55	2.8E+07	215	7.7	5.1	4.4	0.077

Tabla A.9 Variables para el cálculo de los tornillos de potencia

Dado que los factores de seguridad de los tornillos seleccionados son mayores a 3, y las tangentes de los ángulos de hélice α son menores que el coeficiente de fricción μ , se puede concluir que los tornillos están protegidos contra pandeo y retroceso en condiciones de operación

Anexo H. Planos de detalle del dispositivo

1

2

3

4

5

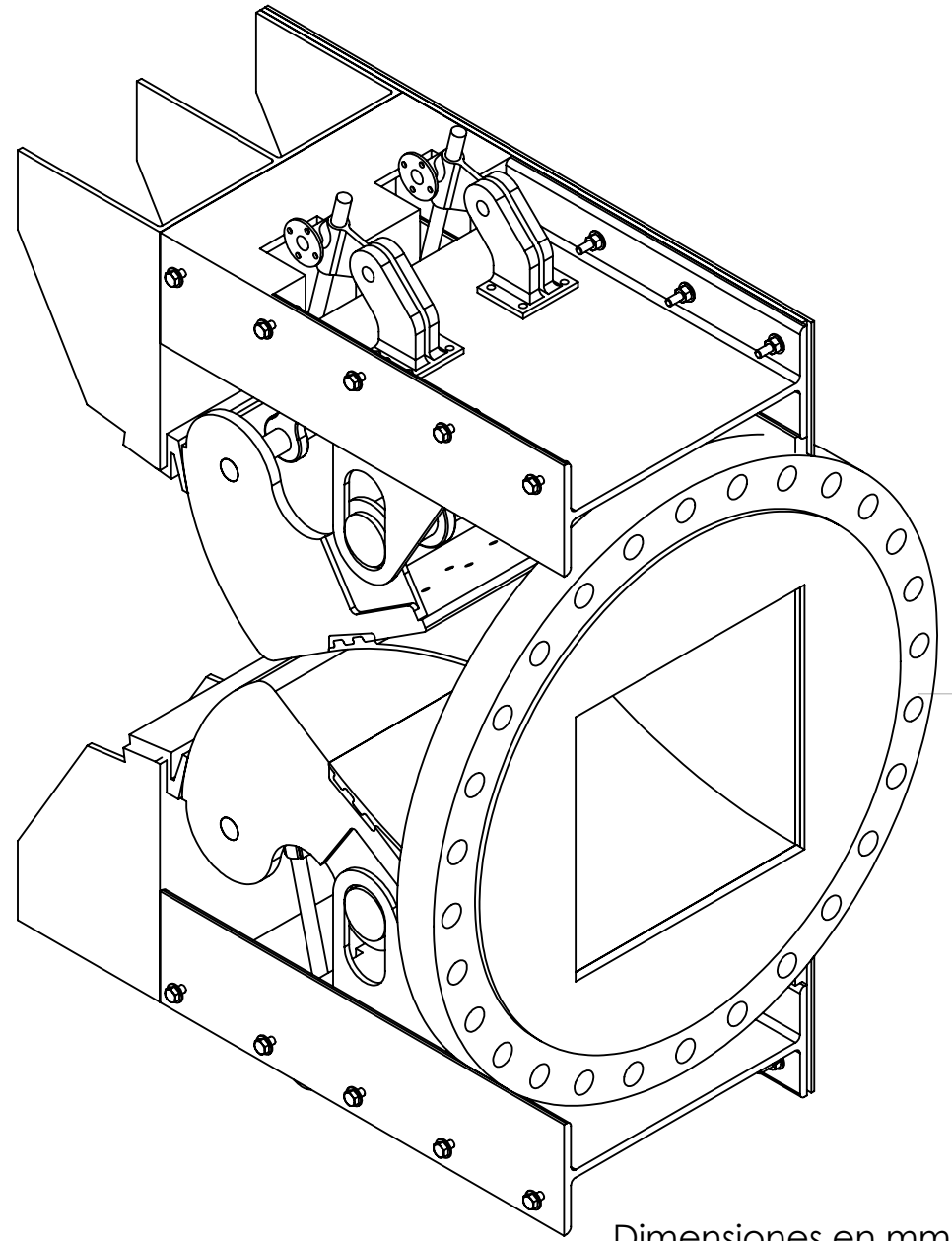
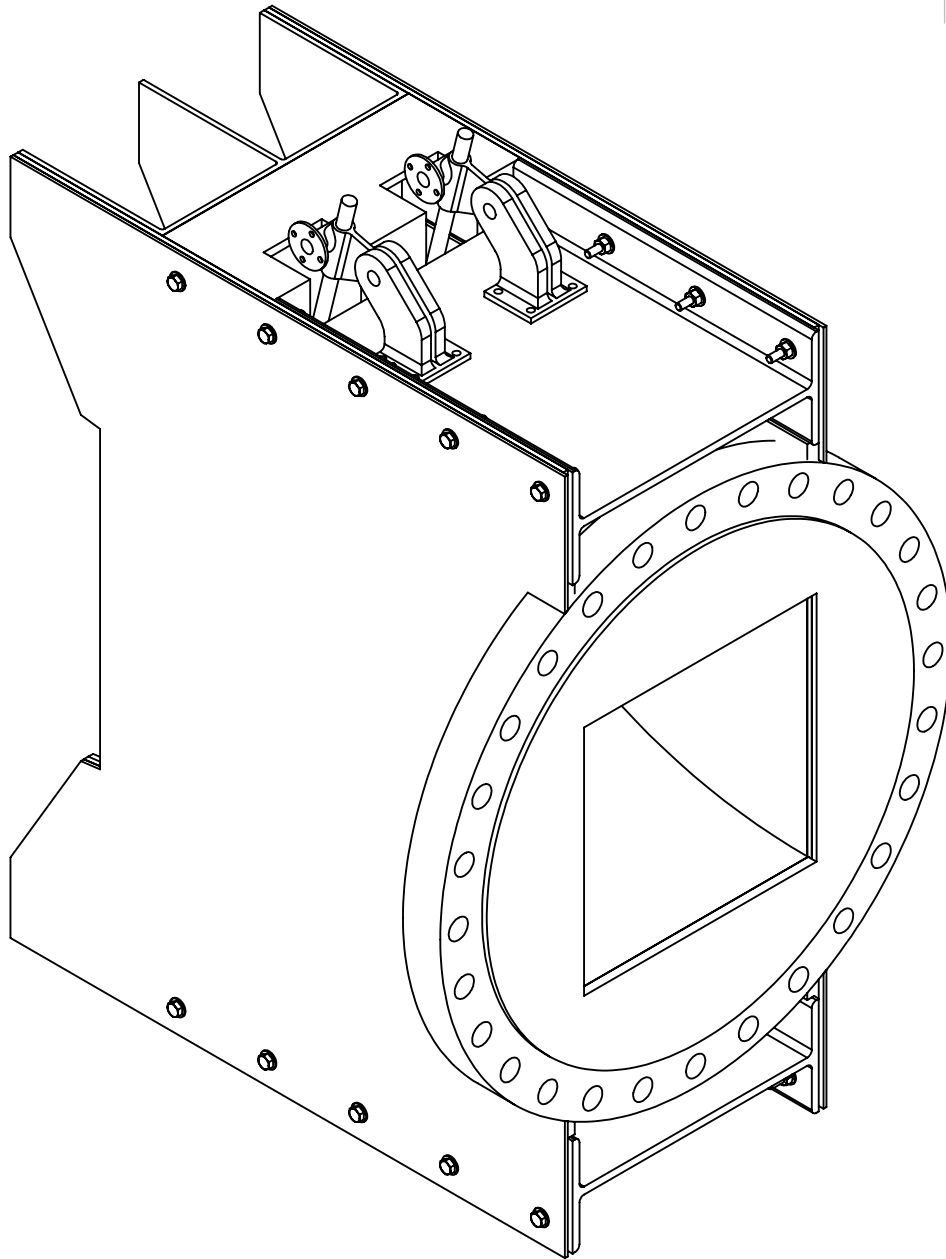
6

A

B

C

D



A

B

C

D

TÍTULO: Portada: Tobera C-D de geometría variable

N.º DE DIBUJO

1

DIBUJ.

ING.

NOMBRE

Camilo Pinzón Gil

NOMBRE

Jairo Valdés

FIRMA

FIRMA

FECHA

Recibido

Entregado

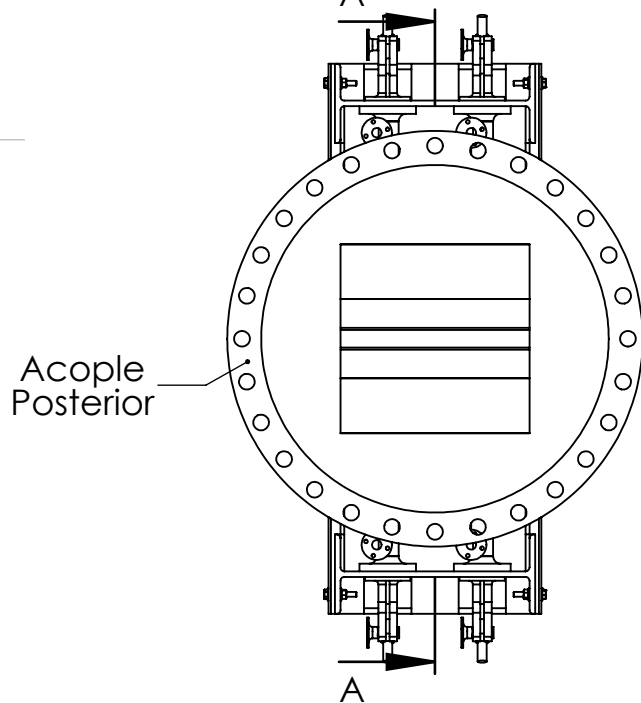
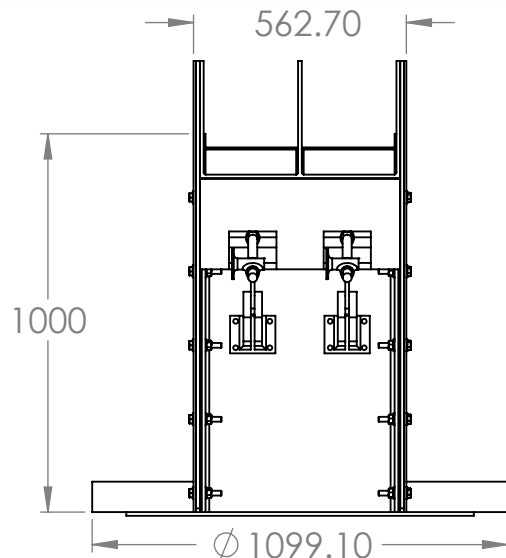


Universidad
del Valle

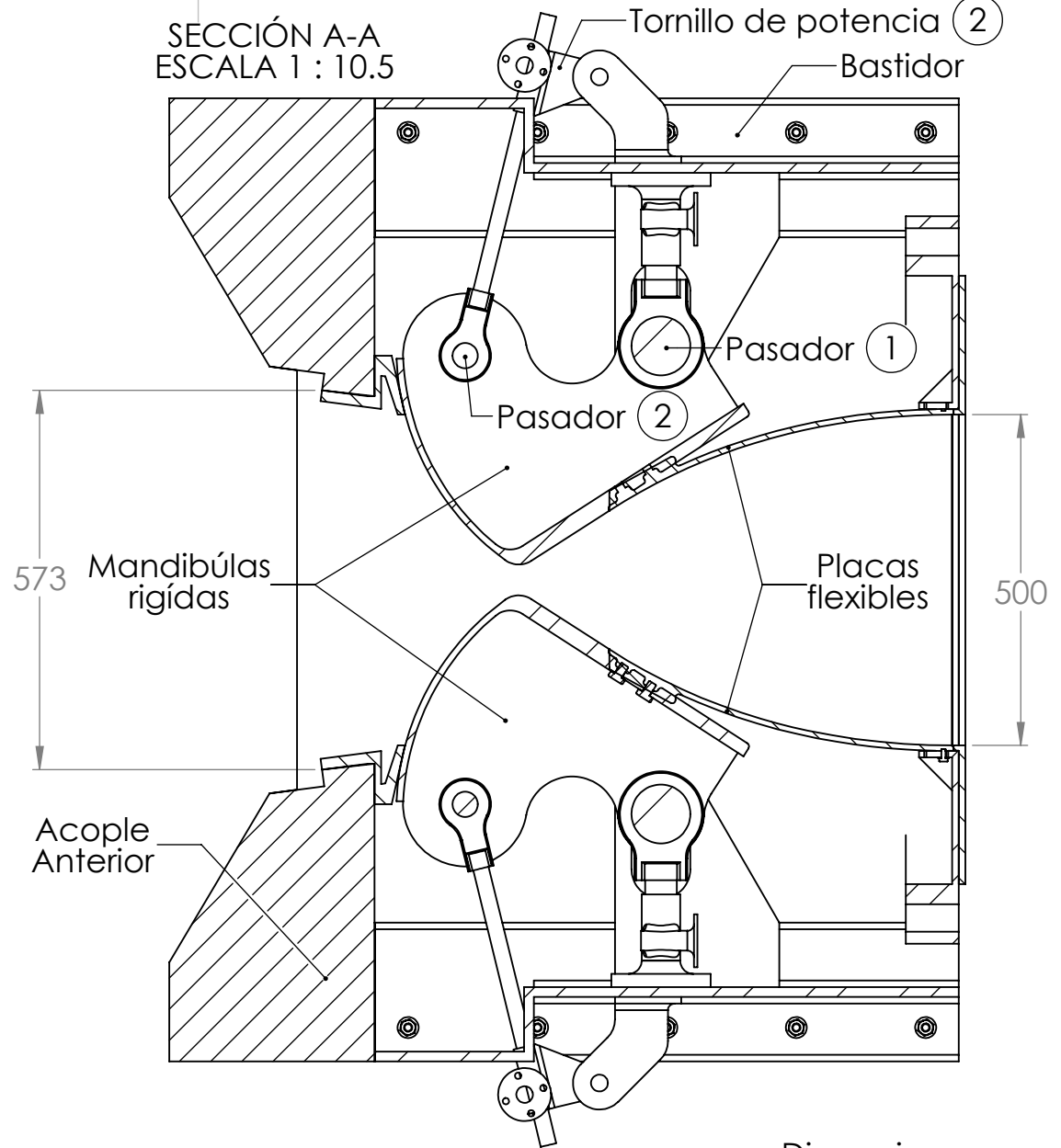
Dimensiones en mm

GIIDA

HOJA 1 DE 8



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10.5



Dimensiones en mm

TÍTULO: Dimensiones generales
y sección transversal

N.º DE DIBUJO

2

DIBUJ.

ING.

NOMBRE

NOMBRE

FIRMA

FIRMA

FECHA

Recibido

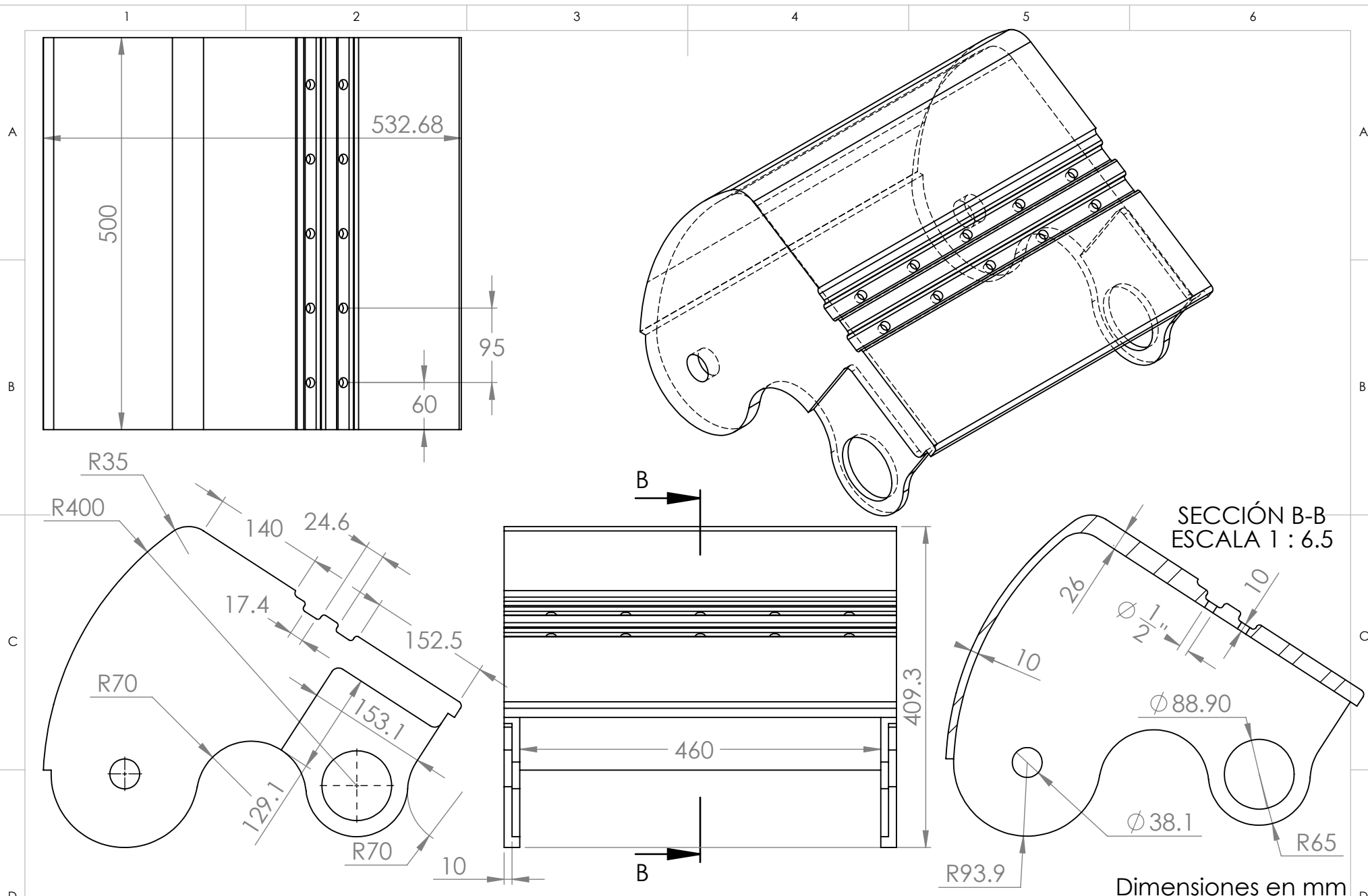
Entregado



Universidad
del Valle

GIIDA

HOJA2 DE 8



TÍTULO: Mandíbula rígida

N.º DE DIBUJO 3

DIBUJ. ING.

NOMBRE

NOMBRE

FIRMA

FIRMA

FECHA

Recibido Entregado



GIIDA

1

2

3

4

5

6

SECCIÓN J-J
ESCALA 1 : 5

8

24.60

25.40

550

60

95

500

 $\varnothing \frac{1}{2}"$

Mandíbula
rígida

Union placa-mandíbula

Dimensiones en mm

TÍTULO:

Placa flexible

DIBUJ.

NOMBRE

Camilo Pinzón Gil

FIRMA

FECHA

Recibido

Entregado

N.º DE DIBUJO

4

ING.

NOMBRE

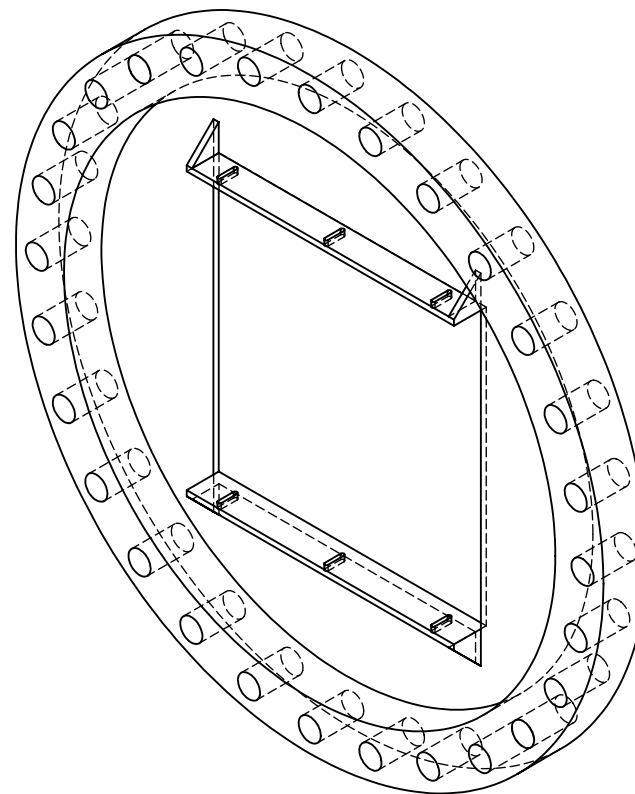
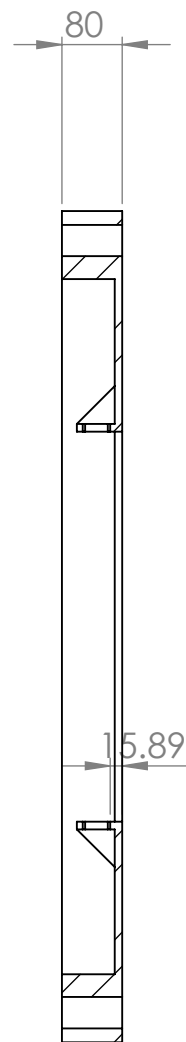
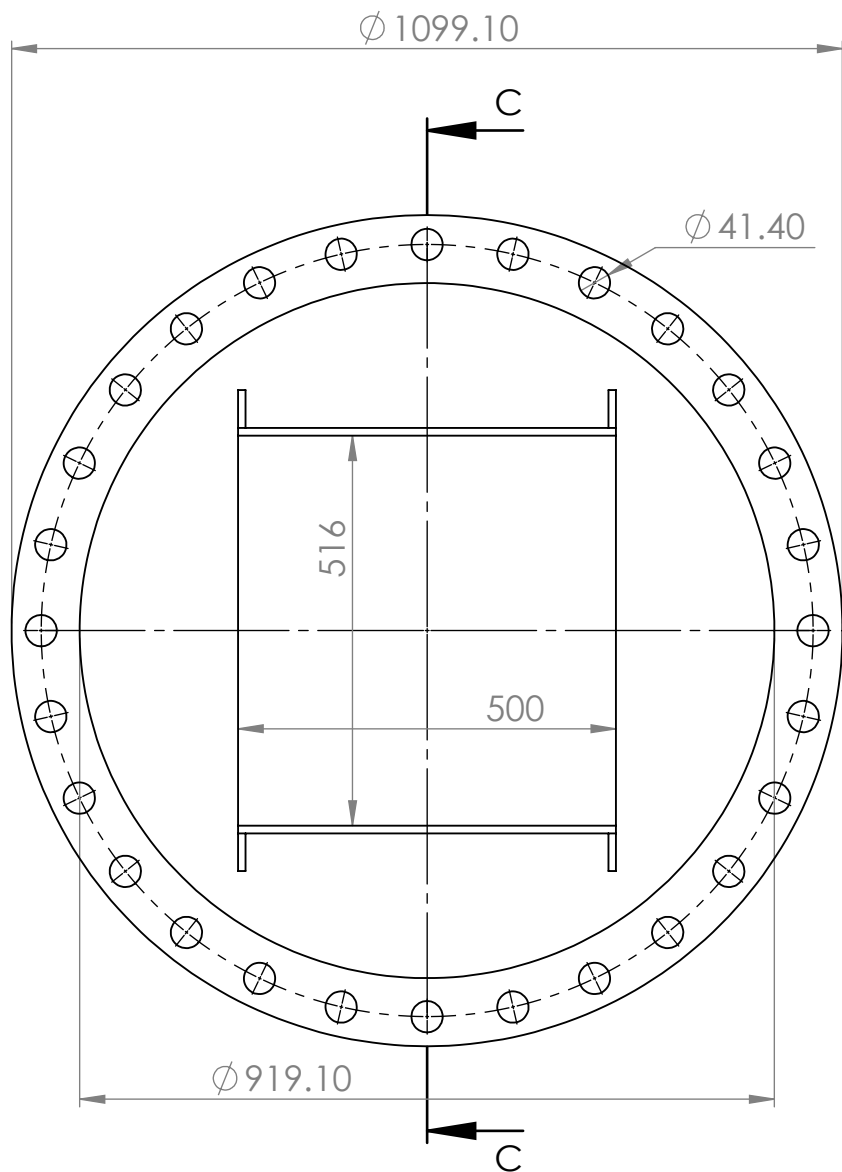
Jairo Valdés

FIRMA




GIIDA

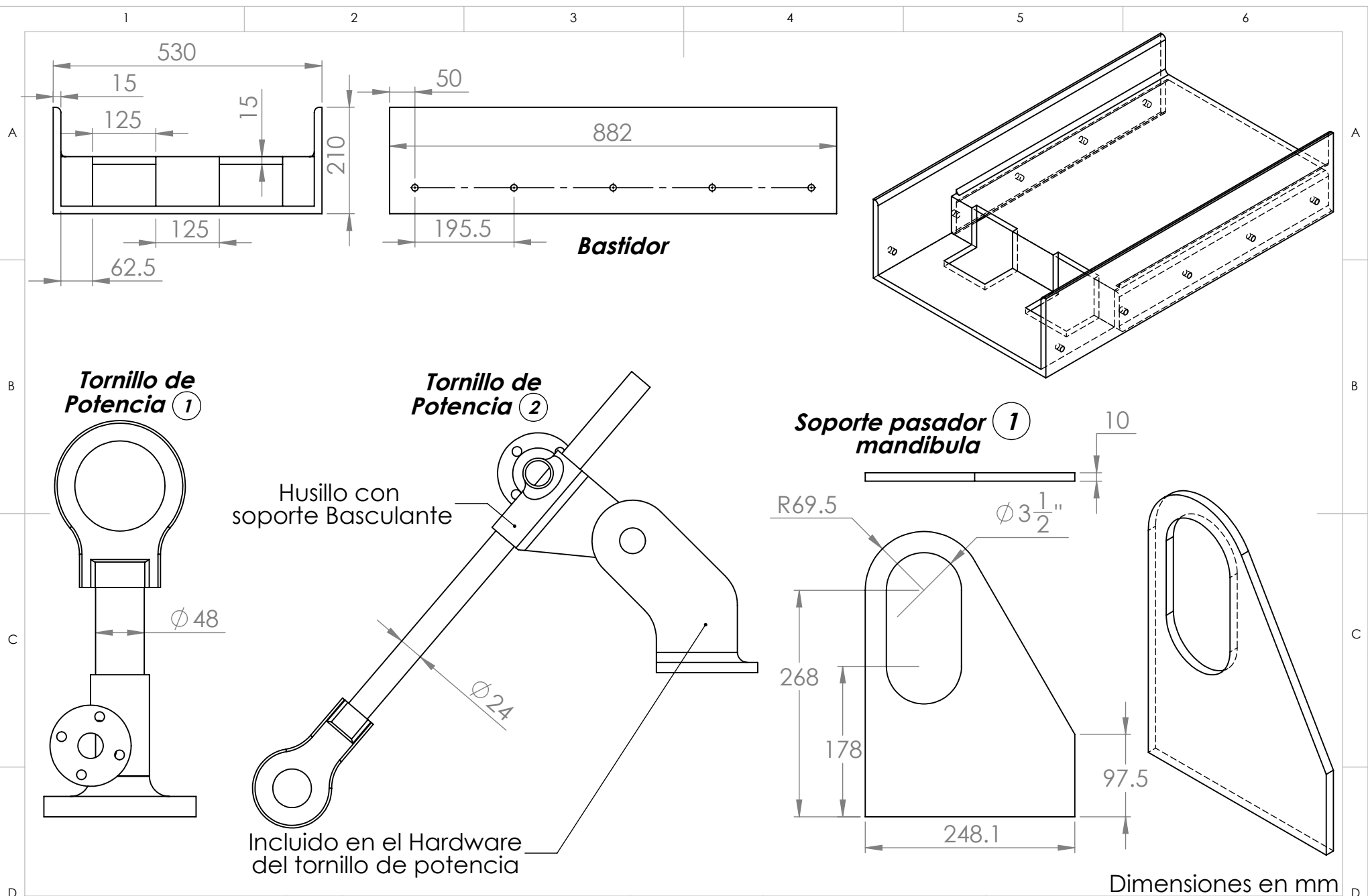
HOJA 4 DE 8




SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 10

Dimensiones en mm

TÍTULO:	DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA		 GIIDA	<div>HOJAS DE 8</div>
				Recibido	Entregado		
N.º DE DIBUJO	ING.	NOMBRE	FIRMA				
5		Camilo Pinzón Gil					
		Jairo Valdés					



TÍTULO: Soportes y tornillos de potencia	DIBUJ.	NOMBRE Camilo Pinzón Gil	FIRMA	FECHA		 GIIDA	HOJA 6 DE 8
				Recibido	Entregado		
N.º DE DIBUJO ⑥	ING.	NOMBRE Jairo Valdés	FIRMA				

1

2

3

4

5

6

Acople con el
Cono Convergente

Aletas adicionales
para ensamble del cono
Convergente

Mandibula Rigida

Sección de
apoyo para
cono convergente

Sello de
Caucho

DETALLE E
ESCALA 1 : 5

Cono Convergente

Cono Convergente

10

530

7.37°

70

83.3

150

149°

450

310

Dimensiones en mm

TÍTULO: Detalles del acople
anterior

DIBUJ.

NOMBRE
Camilo Pinzón Gil

FIRMA

FECHA

Recibido

Entregado

N.º DE DIBUJO

7

ING.

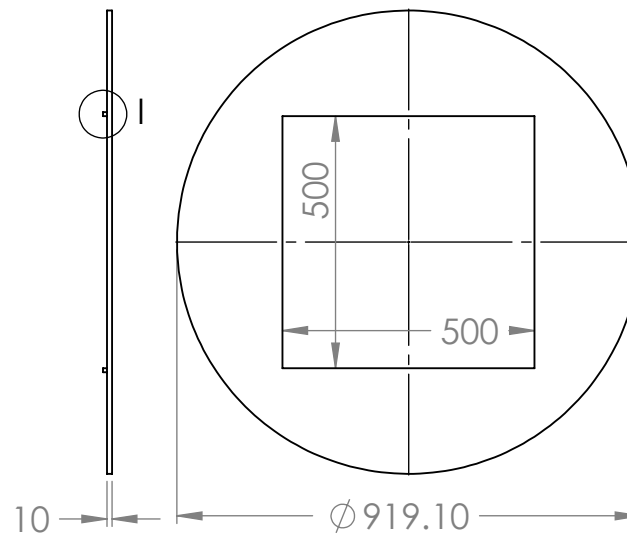
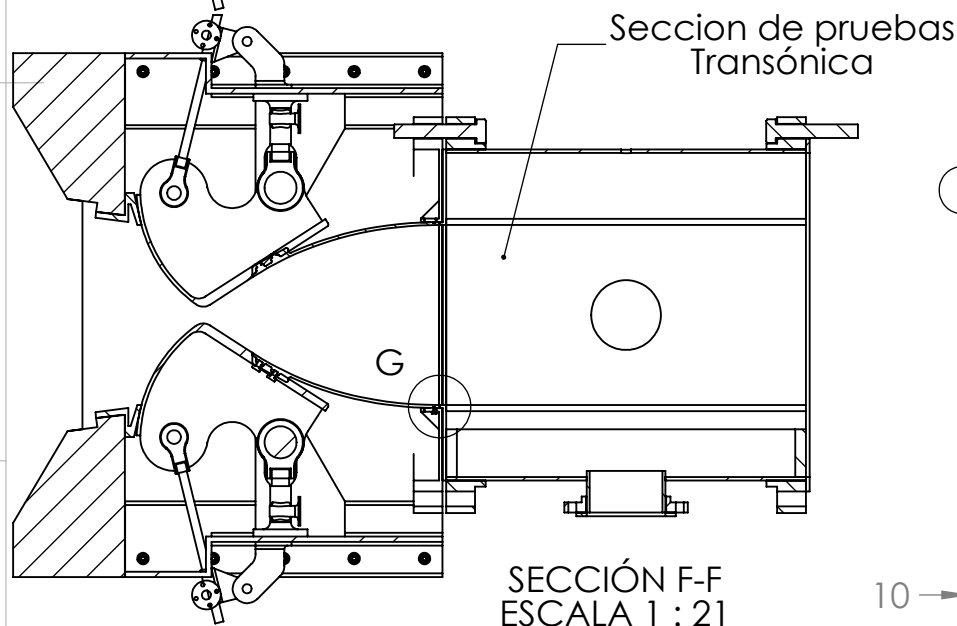
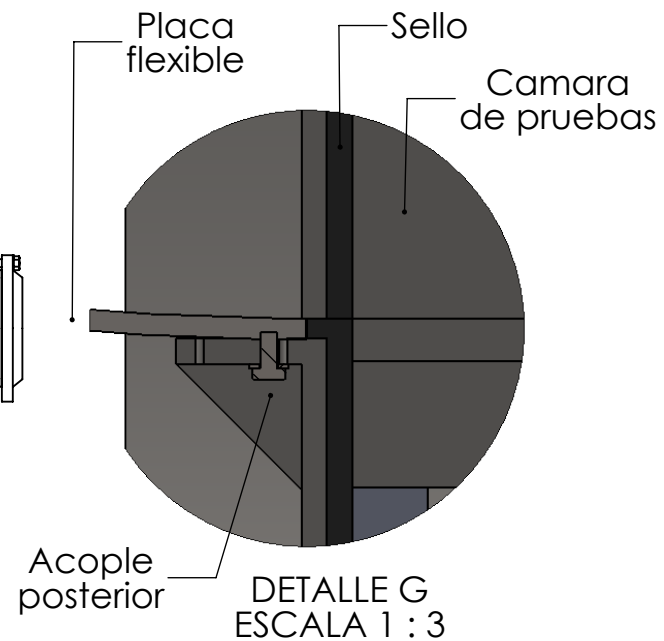
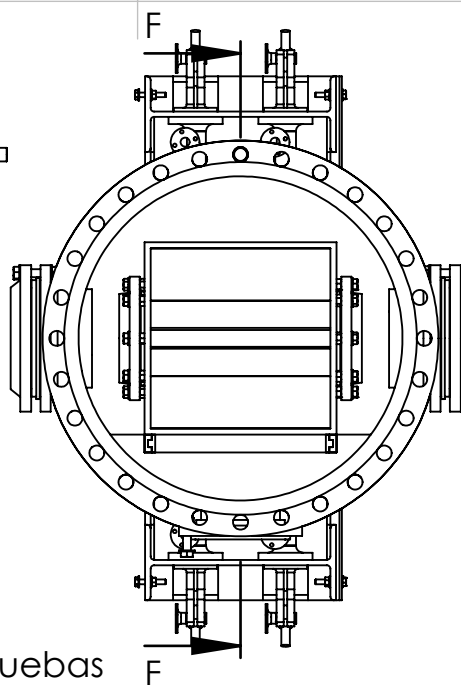
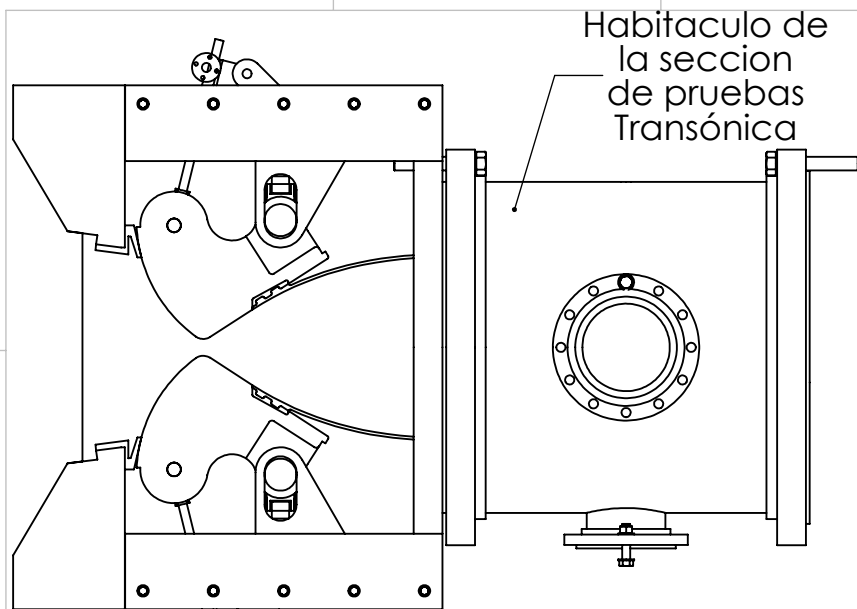
NOMBRE
Jairo Valdés

FIRMA



GIIDA

HOJA7 DE 8



Caucho para sellar recinto como consecuencia del desplazamiento de la placa

DETALLE I
ESCALA 1 : 2

Dimensiones en mm

TÍTULO: Detalles del acople posterior

DIBUJ.

NOMBRE Camilo Pinzón Gil

FIRMA

FECHA

Recibido

Entregado

N.º DE DIBUJO

8

ING.

NOMBRE Jairo Valdés

FIRMA



GIIDA

HOJA 8 DE 8